

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公表特許公報 (A)

(11)特許出願公表番号

特表2002-522705

(P2002-522705A)

(43)公表日 平成14年7月23日(2002.7.23)

(51)Int.Cl.<sup>7</sup>

F 0 2 C 3/30

識別記号

F I

F 0 2 C 3/30

テ-マ-ト<sup>\*</sup>(参考)

B

審査請求 未請求 予備審査請求 未請求(全 54 頁)

(21)出願番号 特願2000-565290(P2000-565290)  
(86) (22)出願日 平成11年7月22日(1999.7.22)  
(85)翻訳文提出日 平成12年3月23日(2000.3.23)  
(86)国際出願番号 PCT/US99/16679  
(87)国際公開番号 WO00/09875  
(87)国際公開日 平成12年2月24日(2000.2.24)  
(31)優先権主張番号 60/094,094  
(32)優先日 平成10年7月24日(1998.7.24)  
(33)優先権主張国 米国(US)  
(81)指定国 EP(AT, BE, CH, CY,  
DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, I  
T, LU, MC, NL, PT, SE), AU, BR, C  
A, IN, JP, MX, NO, TR

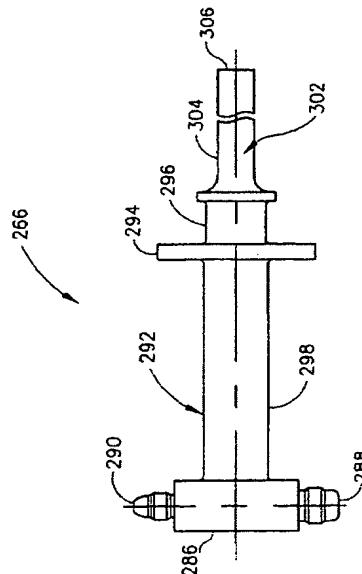
(71)出願人 ゼネラル・エレクトリック・カンパニイ  
GENERAL ELECTRIC COMPANY  
アメリカ合衆国、ニューヨーク州、スケネ  
クタディ、リバーロード、1番  
(72)発明者 ベイリング、スティーブン・レックス  
アメリカ合衆国、45014、オハイオ州、フ  
エアーフィールド、ハント・ロード、  
4880、アパートメント・209  
(74)代理人 弁理士 松本 研一

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 タービン機関で水を噴射するノズル

(57)【要約】

圧縮機より前及びブースタより前の水噴霧噴射装置及び方法を説明した。実施例では、複数個のノズルが、高圧圧縮機に対するガスの流れの中に噴射された水が、高圧圧縮機の出口でほぼ一様な半径方向及び円周方向の温度低下をもたらすように構成されている。



**【特許請求の範囲】**

**【請求項1】** 高圧圧縮機を含む機関に複数個のノズルが固定され、該高圧圧縮機に対するガスの流れに噴射された水が前記高圧圧縮機の出口でほぼ一様な半径方向及び円周方向の温度低下をもたらすように構成されるノズル形式。

**【請求項2】** 1組の長いノズル及び1組の短いノズルを有する請求項1記載のノズル形式。

**【請求項3】** 少なくとも1つの短いノズルが、半径方向に整合した2つの長いノズルの間の半径方向の中間位置にある請求項2に記載のノズル形式。

**【請求項4】** 前記ノズルが前記高圧圧縮機の上流側に配置されていて、前記ノズルによってガスの流れの中に噴射された水により、前記高圧圧縮機の出口におけるガスの流れの温度がほぼ一様に低下するようになっている請求項1記載のノズル形式。

**【請求項5】** 前記機関が、更に低圧圧縮機を含み、前記ノズルが該低圧圧縮機の上流側に配置されている請求項4記載のノズル形式。

**【請求項6】** 1組の長いノズル及び1組の短いノズルを有し、前記短いノズルは、ノズル出口が、前期圧縮機を通る流路の円周と大体同一面になるように構成され、前記長いノズルは、ノズル出口が前期圧縮機を通る流路の中に入り込むように構成されている請求項1記載のノズル形式。

**【請求項7】** 1組の長いノズル及び1組の短いノズルを有し、前記短いノズル及び前記長いノズルを通る水流の水量比が約50/50である請求項1記載のノズル形式。

**【請求項8】** 1組の長いノズル及び1組の短いノズルを有し、前記高圧圧縮機の入口に於ける温度を求める温度センサを有し、該センサが前記長いノズルのうちの1つと整合している請求項1記載のノズル形式。

**【請求項9】** タービン機関のガスの流れの中に水を噴射するノズルに於いて、空気入口ノズル及び水入口ノズルを有するヘッドと、前記空気入口ノズル及び前記水入口ノズルからの空気及び水がその中を流れるステムと、該ステムから伸びていて、開放端を有する導管とを有するノズル。

**【請求項10】** 更に、機関のケースに取り付ける取り付けフランジを有す

る請求項9記載のノズル。

【請求項11】 前記システムが外側管状導管と、該外側導管の中に配置された内側管状導管とで構成されている請求項9記載のノズル。

【請求項12】 空気が前記外側導管及び前記内側導管の間の環状部分を流れ、水が前記内側導管の中を流れる請求項11記載のノズル。

【請求項13】 空気及び水が前記システムから伸びる前記導管の中で混合される請求項12記載のノズル。

【請求項14】 タービン機関を通るガスの流れの中に水を噴射する装置において、当該ノズルによってガスの流れの中に噴射された水が、ほぼ一様な半径方向及び円周方向の温度低下をもたらすように配置された複数個のノズルを有する装置。

【請求項15】 前記ノズルが1組の長いノズル及び1組の短いノズルを有する請求項14記載のノズル。

【請求項16】 少なくとも1つの短いノズルが半径方向に整合した2つの長いノズルの間の半径方向の中間位置にある請求項15記載の装置。

【請求項17】 前記タービン機関が高圧圧縮機を含み、前記ノズルは、該ノズルによってガスの流れの中に噴射された水により、前記高圧圧縮機の出口におけるガスの流れの温度がほぼ一様に低下するように配置されている請求項14記載の装置。

【請求項18】 前記タービン機関が、低圧圧縮機を含み、前記ノズルが該低圧圧縮機の上流側に配置されている請求項14記載の装置。

【請求項19】 前記ノズルが1組の長いノズル及び1組の短いノズルを有し、前記短いノズルは、ノズル出口が、前記圧縮機を通る流路の円周と大体同一面になるように構成され、前記長いノズルは、ノズル出口が前記圧縮機を通る流路に入り込むように構成されている請求項14記載の装置。

【請求項20】 更に前記長いノズルの1つと整合した温度センサを有する請求項19記載の装置。

**【発明の詳細な説明】****【0001】****【関連出願との関係】**

この出願は1998年7月24日に出願された米国仮出願第60/094、094号の利益を享受する。

**【0002】****【発明の背景】**

この発明は全体的にガスタービン機関、さらに具体的にいえばガスタービン機関のブースターより前および圧縮機より前での水噴射に関する。

典型的にはガスタービン機関は空気のような作業流体を圧縮するための圧縮機を含む。圧縮空気が燃焼器に噴射され、この燃焼器が流体を加熱し、それを膨張させ、膨張した流体がタービンに強制的に通される。典型的には、圧縮機が低圧圧縮機及び高圧圧縮機を含む。

**【0003】**

公知のガスタービン機関の出力は、T3温度と呼ばれることがある高圧圧縮機の出口に於ける作業流体の温度により、並びにT41温度とよばれることもある燃焼器の出口に於ける作業流体の温度によって、制限されることがある。T3およびT41温度の両方を下げるため、低圧圧縮機と高圧圧縮機の間の流体流路の中に中間冷却器を使うことが知られている。定常状態の動作では、中間冷却器が低圧圧縮機で圧縮された空気から熱を取り出し、これによって高圧圧縮機に入る空気の温度が下がると共に容積が減少する。この温度低下により、T3及びT41温度の両方が下がる。従って、圧縮機を通る流れを増加することにより、動力出力を増加することができる。

**【0004】**

典型的には、冷たい水または空気が中間冷却器の中を循環し、空気の流れから冷たい水又は空気へ熱が伝達される。水または空気が熱を吸収し、加熱された水または空気がこのあと取り去られる。加熱された水又は空気を取り去ることは、全体的なサイクルの熱効率に損失を生ずる。従って、中間冷却器は動力出力をやすことを容易にするが、中間冷却器は機関の熱効率を下げる。更に中間冷却器

は、空気を取り去ること、その空気の実際の冷却及び圧縮機に冷却された空気を通すダクトに関連する圧力損失を持ちこむ。従って、中間冷却器が段間冷却を行うことは実際的ではない。

### 【0005】

少なくともある公知の中間冷却器では、加熱された水は水冷却器を用いて取り去られ、この冷却器が冷却塔を介して環境に対する蒸気として加熱された水を散逸する。もちろん、蒸気を環境に放出することは環境問題を招く。更に、このような中間冷却器ではかなりの量の水が必要であり、このように水の消費量が多いことは運転コストを高くする。

### 【0006】

中間冷却器を用いて実現されるように、動力出力を部分的に増加するが、少なくとも公知の中間冷却器に比べて、熱効率を改善することが望ましい。更に、單一回転子ガスタービンに対しても、動力出力を増加することが望ましい。

### 【0007】

#### 【発明の要約】

上記ならびにその他の目的は、中間冷却と同じ利点の多くをもたらすが、そのある欠点を解決するブースターよりも前または圧縮機よりも前の水の噴射を含むガスタービン機関によって達成することができる。実施例では、水の噴霧の噴射に関連して使うのに適したガスタービン機関が、低圧圧縮機、高圧圧縮機および燃焼器を含む。機関は高圧タービン、低圧タービン及び/または動力タービンをも含む。水噴射装置が設けられて、高圧圧縮機の入口中に水を噴射する。水噴霧噴射装置が水源と流れが連通していて、機関の運転中、この水源から水が噴射装置を介して圧縮機の入口に送り出される。

### 【0008】

ほぼ一様な半径方向及び円周方向の温度低下をもたらすため、ガスの流れの中に水を噴射するノズル形式が、1組の長いノズル及び1組の短いノズルを含む。1つの形式では、少なくとも1つの短いノズルが半径方向に整合した2つの長いノズルの間の半径方向の中間位置に配置される。短いノズルは、だいたい、流路の円周と同一面であり、長いノズルが流路の中に入り込む。

### 【0009】

動作について説明すると、空気が低圧圧縮機の中を流れ、圧縮空気が低圧圧縮機から高圧圧縮機に供給される。更に、水の噴霧が高圧圧縮機の入口に供給され、水の噴霧が入口を介して、高圧圧縮機に入る。水の噴霧が噴射される場所は、温度が高い環境であるため、水の噴霧は高圧圧縮機に入る前に部分的に蒸発する。水の噴霧が、この噴霧が流れる各々の圧縮段で、すなはち、それが蒸発するまで高圧圧縮機内の空気の流れを冷却する。普通、水量によるが、大体高圧圧縮機の中央段までに大部分の水の噴霧が蒸発する。

### 【0010】

空気及び水蒸気が高圧圧縮機によってさらに圧縮され、高度に圧縮された空気が燃焼器に送り出される。燃焼器からの空気流が高圧タービン、低圧タービン及び動力タービンを駆動する。廃熱がボイラーによって捕捉され、蒸気の形でボイラーからの熱を上流側の部品に送り出すことができる。

### 【0011】

水の噴霧は、高圧圧縮機の出口に於ける空気流の温度（T3温度）及び燃焼器の出口における空気流の温度（T41温度）が、噴霧を使わない場合のこういう温度に比べて、定常状態の動作で下がるという点で、利点がある。具体的に言うと、水の噴霧が、高圧圧縮機に流れ込んで、その中を通る高温の空気から熱を取り出し、空気流からこの熱を取り出すことにより、T3及びT41温度が下がり、圧縮馬力が減る。水が蒸発するとき、熱が奪われる。T3及びT41温度を下げることは、機関がT3及びT41に拘束されず、従って、この水の噴霧を用いない場合で可能であるよりもいっそう高い出力レベルで機関を運転することができるという利点をもたらす。すなわち、上に述べた水噴射を用い、同じ高圧圧縮機吐出温度制御限界を使うと、高圧圧縮機は、より多くの空気を圧送することができ、その結果圧力比がいっそう高くなるとともに出力がいっそう大きくなる。

### 【0012】

#### 【詳しい説明】

次にこの発明の種々の実施例による水の噴霧の噴射の形式の例を説明する。最初に、特定の構成を図面に示して説明するが、水の噴霧の噴射は、このかわりの

いろいろな構造を用いて、広い範囲の種々の機関で実施することができることを承知されたい。更に、あとで更に詳しく説明するが、水の噴霧の噴射は、高圧圧縮機の入口、ブースターの入口またはその両方の場所で行うことができる。

### 【0013】

水の噴霧の噴射により、中間冷却と同じ利点の多くが得られるが、しかも中間冷却のある欠点が解決される。例えば、中間冷却を用いるとき、加熱された水（または空気）が取り去られ、この加熱された水（または空気）を取り去ることが、サイクルの熱効率を下げるとともに、環境問題を招く。中間冷却によって得られるこのかなりの動力の増加が、中間冷却に関連する欠点に打ち勝つのが典型的であり、その結果、異なるまたはいっそう大型の空気流ブースターを使い、一層大きな高圧タービンの流れ関数を使って、余分な動力を必要とする時、中間冷却を利用する場合が多い。あとで述べるように、水の噴霧の噴射は、それによって得られる動力の増加が、同じような場合の中間冷却器によって得られる最大の動力の増加より幾分少ないことがある。しかし、水の噴霧の噴射を用いると、使う水がずっと少なくなり、水は排ガス温度の水蒸気としてサイクルから出て行く。

### 【0014】

次に図面について具体的に説明する。図1はガスタービン機関10の略図であり、これは周知のように、低圧圧縮機12、高圧圧縮機14及び燃焼器16を含む。機関10は高圧タービン18、低圧タービン20及び動力タービン22をも含む。さらに機関10が、高圧圧縮機14の入口26に水を噴射する水噴射装置24を含む。水噴射装置22について更に詳しいことはこれから説明する。しかし、図1では、装置24が水源（図に示していない）と流れが連通していて、この源から水が装置24を介して圧縮機14の入口26に送り出されることを承知されたい。装置24は、圧縮機14からの分流源を使って空気を吸い込み、一層細かい噴霧のミストを作る。廃熱ボイラー28、30及び32が動力タービン22の下流側に配置されている。公知のように、給水が給水配管34を介してボイラー28、30及び32に供給され、蒸気の形で水がボイラー28、30及び32から種々の上流側の部品に伝達される。具体的に言うと、ボイラー28からの蒸気が、燃焼器26の入口36に供給され、ボイラー30からの蒸気が低圧タ

ビン20の入口及び動力タービン22の入口に供給され、ボイラー32からの蒸気が動力タービン22の最終段に供給される。水噴霧噴射装置24を別とすると、タービン10の種々の部品は公知である。

### 【0015】

動作について説明すると、空気が低圧圧縮機12の中を流れ、圧縮空気が低圧圧縮機12から高圧圧縮機14に供給される。更に、水の噴霧が高圧圧縮機14の入口26に供給され、水の噴霧が入口26を介して圧縮機14に入る。水の噴霧が噴射される場所は温度が高い環境であるため、水の噴霧は高圧圧縮機14に入る前に部分的に蒸発する。水の噴霧が、この噴霧が流れる圧縮機14の少なくとも各段、すなわち、それが蒸発するまで、高圧圧縮機14内の空気流を冷却する。普通、圧縮機14の第6段までに水の噴霧は全部が蒸発する。

### 【0016】

空気が高圧圧縮機14によってさらに圧縮され、高度に圧縮された空気が燃焼器16に送り出される。燃焼器16からの空気流が高圧タービン18、低圧タービン20及び動力タービン22を駆動する。廃熱がボイラー28、30及び32によって捕捉され、廃熱蒸気が、前に述べたように、ボイラー28、30及び32に結合された上流側の部品に送り出される。

### 【0017】

水噴霧装置24からの水の粒子は、高圧圧縮機14の出口における空気流の温度(T3温度)及び燃焼器16の出口における空気流の温度(T41温度)が、噴霧を用いない場合のこういう温度に比べて低下するという利点をもたらす。具体的に言うと、水の噴霧が、圧縮機14に流れ込んでその中を通る高温の空気から熱を取り出し、空気流からこの熱を取り出すことにより、T3及びT41温度が下がると共に、必要な圧縮機の動力が減少する。T3及びT41温度が下がることは、機関10がT3及びT41に拘束されず、従って、水噴霧を用いない場合に可能であるよりもスロットルを押すことにより、一層高いレベルで機関10を運転することができるという利点をもたらす。動力出力が増加する他に、上に述べた水の噴霧の噴射は、同じ条件の下で中間冷却と比較して、水の消費量が少ないという利点がある。

### 【0018】

図2は水の噴霧の噴射を含む別の実施例のガスタービン機関50の略図である。機関50が低圧圧縮機52、高圧圧縮機54及び燃焼器56を含む。更に機関50が高圧タービン58、低圧タービン60及び動力タービン62を含む。更に機関50が、高圧圧縮機54の入口66に水を噴射する水噴射装置64を含む。図2では、装置64が水源（図に示していない）と流れが連通していて、この源からの水が装置64を介して圧縮機54の入口66に送り出されることを承知されたい。中間冷却器68もブースタ52と流れに対して直列に配置されていて、ブースタ52からの空気流出力の少なくとも一部分または全部を受け取り、中間冷却器68の出力が圧縮機54の入口66に結合される。もちろん、冷却水が図示のように中間冷却器68に供給されるか、あるいは空気冷却のために送風ファンを使うことができる。例えば、中間冷却器68は米国特許第4、949、544号に記載されている中間冷却器のうちの1つであってよい。

### 【0019】

廃熱ボイラー70、72及び74が動力タービン62の下流側に配置されている。公知のように、給水が給水配管76を介してボイラー70、72及び74に対して供給され、この配管が中間冷却器68の第1段78Aを通り、ボイラー70、72及び74からの蒸気が種々の上流側の部品に伝達される。具体的に言うと、ボイラー70からの蒸気が燃焼器56の入口80に供給され、ボイラー72からの蒸気が低圧タービン60の入口及び動力タービン62の入口に供給され、ボイラー74からの蒸気が動力タービン62の最終段に供給される。水噴霧噴射装置64を別とすると、タービン50の種々の部品は公知である。

### 【0020】

動作について説明すると、空気が低圧圧縮機52の中を流れ、圧縮空気が低圧圧縮機52から高圧圧縮機54に供給される。低圧圧縮機52からの圧縮空気の少なくとも一部分または全部が、中間冷却器68の第2段78Bを流れるように方向転換され、この方向転換された空気が冷却されて、高圧圧縮機54の入口66に供給される。さらに、水の噴霧が高圧圧縮機54の入口66に供給され、水の噴霧が入口66を介して圧縮機54に入る。水の噴霧が噴射される場所は、温

度が高い環境にあるから、水の噴霧は高圧圧縮機54に入る前に、部分的に蒸発する。水の噴霧が、少なくともこの噴霧が流れる圧縮機54の各段で、すなわち、それが蒸発するまで、高圧圧縮機54内の空気流を冷却する。普通、圧縮機54の第6段までに水の噴霧が蒸発する。

### 【0021】

空気が高圧圧縮機54によってさらに圧縮され、高度に圧縮された空気が燃焼器56に送り出される。燃焼器56からの空気流が高圧タービン58、低圧タービン60及び動力タービン62を駆動する。廃熱がボイラー70、72及び74によって捕捉され、廃熱蒸気が、前に述べたように、ボイラー70、72及び74に結合された上流側の部品に送り出される。

### 【0022】

中間冷却と水の噴霧の噴射の組み合わせを設けることにより、機関10に比べて機関50からは増大した動力出力が得られると考えられる。中間冷却器68は、周囲の湿気によって復水が現れるような温度の下がった圧縮機内に流れの場を取り入れることができる。そのとき、水の噴霧を圧縮機54に添加して、その出口におけるT3を更に下げると共に、その運転に必要な動力を減少する。しかし、機関50は、機関10に比べて、より多くの水を必要とし、排気煙道温度の蒸気として煙道から出て行く余分の水の噴霧とともに、中間冷却器68の動作のために、環境に対していくらかの水を散逸する。しかし、機関50の動力出力を達成するために中間冷却だけを使った場合に得られる結果と比べて、水の噴霧の噴射と中間冷却の組み合わせでは、より多くの水が消費される。

### 【0023】

図2に示した例の形式では示していないが、高圧圧縮機54の入口66における水の噴霧の噴射の代わりに、またはその他に、この噴射を低圧圧縮機又はブースタ52の入口で行うことができる（ブースタでの水の噴射が図3で示してある）。この噴射によっても、T3及びT41温度の低下という同じような利点を達成することができる。

### 【0024】

ブースタでの水の噴霧の噴射を含む機関82の一例の形式が図3に示されてい

る。機関82の形式は、水噴霧噴射装置24が低圧圧縮機、またはブースタ12の入口38に配置されていることを別として、図1に示す機関10とほぼ同様である。機関82では、水がブースタ12に噴射され、ブースタ12の中を流れる空気を冷却する。ブースタ12の中の空気流を冷却することにより、上に述べたようにT3及びT41温度を下げるという利点が得られる。約1%の水の噴霧だけをブースタ12に噴射することができ、この水はブースタの終わりまでに蒸発する。

### 【0025】

図4はこの発明の別の実施例による圧縮機での水の噴射を含む單一回転子ガスタービン機関84の略図である。機関84が高圧圧縮機86、燃焼器88及び高圧タービン90を含む。軸92が高圧圧縮機86及び高圧タービン90を結合する。動力タービン94が高圧タービン90の下流側にあり、軸96が動力タービン94に結合されて、それから伸びている。水噴霧の噴射装置98が、高圧圧縮機86の入り口100に配置されている。

### 【0026】

2重回転子ガスタービン機関10が図5に略図で示されている。機関160は、第1の軸166によって接続されたブースタ162及び動力タービン164と、第2の軸172によって接続された高圧圧縮機168及び高圧タービン170と、燃焼器174を含む。更に機関160がブースタ手前水噴霧噴射装置176及び圧縮機手前水噴霧噴射装置178を含む。

### 【0027】

図6はこの発明の更に別の実施例による圧縮機での水の噴射を含むガスタービン機関200の略図である。機関200が低圧圧縮機202及び、高圧圧縮機204を含む。この実施例では、低圧圧縮機202は5段圧縮機であり、高圧圧縮機204は14段圧縮機である。燃焼器（図に示してない）が圧縮機204の下流側にある。機関200は高圧タービン（図に示してない）及び低圧タービン（図に示してない）をも含む。高圧タービンは2段タービンであり、低圧タービンは5段タービンである。

### 【0028】

更に機関200が、高圧圧縮機204の入口208に水を噴射する水噴射装置206を含む。水噴射装置206が、給水マニフォルド212と流れが連通する水計量弁210を含む。水が水源またはリザーバから計量弁210に供給される。空気が、高圧圧縮機204の第8段分流部214から空気マニフォルド213に供給される。分流部214は、加熱された空気の源として役立つ。熱交換器216が第8段分流部214から空気マニフォルド213に伸びる流れ配管または管218に結合される。供給管220および221が空気マニフォルド213及び給水マニフォルド212から、半径方向に隔たって外側ケーシング224の中を通る24個の噴霧ノズル222及び223まで伸びている。ノズル222は、この明細書では短いノズル222と呼ぶことがあり、ノズル223はこの明細書では長いノズル223と呼ぶことがある。ノズル222及び223が、これから更に詳しく説明するように、交互の配置で、ケーシング224の周縁に沿って半径方向に隔たっている。

24個の給水管221が給水マニフォルド213から伸び、24個の空気供給管220が空気マニフォルド213から伸びている。各々のノズル222が給水マニフォルド212からの1本の給水管221及び空気マニフォルド213からの1本の空気供給管220に結合されている。一般的に各々のノズル222及び223へ流れる水は、高圧圧縮機204の第8段分流部214から取り出した高圧空気（例えば約150psi）を使って噴霧化されている。この実施例では滴の直径は約20ミクロンに保つべきである。このような滴の直径は、あとで更に詳しく説明する水計画を使って弁210を通る水の流量を制御すると共に、分流部214からの高圧空気を利用することによって保たれる。水噴霧噴射装置206を別とすると、機関200の種々の部品は公知である。

### 【0029】

動作について説明すると、噴霧の噴射をせずに、即ち給水弁215を閉じた状態で、機関200をその最大動力出力まで運転する。この運転モードでは、空気が空気管218を通ってノズル222及び223へ流れる。空気が熱交換器216によって冷却される。しかし、弁210に水を通さないから、高圧圧縮機204への流れに水は噴射されない。

### 【0030】

いったん最大動力出力が達成されたら、水噴射装置を作動し、水がノズル222及び223へ流れる。熱交換器216がその動作を続けて、ノズル222及び223に供給される空気の温度を下げる。具体的に言うと、第8段分流部214からの空気流は、典型的には $600 - 650^{\circ}\text{F}$ である。分流部の高温空気と水のリザーバからの水との温度差または不釣合いを小さくするため、空気の圧力を約150 psiに保ったまま熱交換器216によって第8段分流部214からの空気の温度を約 $250^{\circ}\text{F}$ に下げる。圧力を約150 psiに保つことにより、空気は、水を噴霧化するのに十分な圧力を持つ。

### 【0031】

ノズル222及び223は水の噴霧226及び227（図6に略図で示してある）を高圧圧縮機204の入口208で流れの中に噴射し、水の噴霧が入口208を介して圧縮機204の中に入る。水の噴霧が噴射される場所が高い温度の環境であるため、水の噴霧は高圧圧縮機204に入る前に部分的に蒸発する。水の噴霧は、少なくともこの噴霧が流れる圧縮機204の各段で、即ちそれが蒸発するまで、高圧圧縮機204内の空気流を冷却する。普通、圧縮機204の第6段までに、水の噴霧は全部蒸発する。この空気が高圧圧縮機204によって更に圧縮され、高度に圧縮された空気が燃焼器に送り出される。燃焼器からの空気流が高圧タービン及び低圧タービンを駆動する。

### 【0032】

水噴霧装置206からの水の粒子は、高圧圧縮機204の出口における空気流の温度（T3温度）及び燃焼器の出口に於ける空気流の温度（T41温度）が、噴霧を用いないときのこういう温度に比べて下がるという利点をもたらす。具体的に言うと、水の噴霧が圧縮機204に流れ込んでその中を流れる高温の空気から熱を取り出し、空気流からこの熱を取り出すことにより、T3及びT41温度が下がると共に、必要な圧縮機動力が減少する。T3及びT41温度を下げることは、機関200がT3及びT41に拘束されず、従って、このような水の噴霧を用いない場合で可能であるよりもスロットルを押すことによって機関200を一層高い出力レベルで運転することができるという利点をもたらす。

### 【0033】

即ち、高圧圧縮機204の手前で、噴霧化された水の噴霧を噴射することにより、高圧圧縮機204の入口温度がかなり下がる。従って、同じ圧縮機吐出温度制御限界を使っても、高圧圧縮機204は、より多くの空気を圧送することができ、一層高い圧力比が達成される。この結果、出力が一層大きくなり、効率が改善される。動力出力が増加する他に、上に述べた水の噴霧の噴射は、同じ条件のもとで中間冷却に比べて水の消費量が少ないという利点をもたらす。T3及びT41温度の拘束のかわりに、水噴霧形式を用いるとき、機関の拘束はもはやこういう温度ではなく、例えば拘束は高圧タービン入口の温度T48及びコア速度であることがある。

### 【0034】

上に述べた水噴射装置206は、低圧圧縮機より手前の水の噴霧の噴射に関連して利用することもできる。このような低圧圧縮機より手前の水の噴霧の噴射により、図9に関連して上に述べた中間のまたは高圧圧縮機より手前の噴霧の噴射と同じ利点の少なくとも多くがもたらされると考えられる。

### 【0035】

図7は発電機228に結合されたガスタービン機関200の略図である。図10に示すように、機関200が高圧圧縮機204より下流側の高圧タービン230及び低圧タービン232を含む。高圧圧縮機204及び高圧タービン230が第1の軸234を介して結合され、低圧圧縮機202及び低圧タービンが第2の軸236を介して結合される。第2の軸236は発電機228にも結合されている。機関200は、例えば、水噴霧噴射装置206(図9)を含むように変更した、オハイオ州45215シンシナティー所在のゼネラル・エレクトリック・カンパニーから商業的に入手しうるLM6000ガスタービン機関であつてよい。

### 【0036】

初めから噴射装置206を含むように製造するかわりに、装置206を現存の機関にあとからはめ込むことが可能である。噴射装置206をキット形式で提供して、給水及び空気マニフォルド212及び213と水計量弁210とともに、管218及び220を含む。ノズル222及び223も提供する。水の噴霧の噴

射を行いたいとき、ノズル222及び223を外側ケーシング224の中に取り付け、流れ管218を取り付けて、第8段分流部214から空気マニフォルド213まで通す。弁210を水源及び給水マニフォルド212の間に結合し、給水マニフォルド212を空気マニフォルド213に結合する。

### 【0037】

図8は、噴霧の噴射を含むように変更した、ゼネラル・エレクトリック・カンパニーのLM6000機関250の側面図である。機関250が入口252、低圧圧縮機254、前側フレーム256及び高圧圧縮機258を含む。機関250は、水噴霧噴射装置260含むように変更され、この装置は、機関の外側ケーシング268に取り付けられた24個の半径方向に隔たるノズル266に結合された空気マニフォルド262及び給水マニフォルド264を含む。ノズル266が、低圧圧縮機254及び高圧圧縮機258の間の場所で、機関250の中に水を噴霧する。噴射装置260は、高圧圧縮機258の第8段分流部272に接続するコネクタ270と、コネクタ270から空気マニフォルド262まで伸びるパイプ274をも含む。図8には示していないが、熱交換器（空気から空気へまたは水から空気へ）をパイプ274に結合して、空気マニフォルド262に供給される空気の温度を下げることができる。例として、ノズル276が低圧圧縮機254の入口252に固定されることが示されている。空気及び給水マニフォルドをノズル276に結合して、低圧圧縮機より手前の水の噴霧の噴射を行うことができる。上に述べた噴射装置260の部品は、ステンレス鋼で作られる。

### 【0038】

高圧圧縮機258は、典型的にはケース268に接していない固定翼を含む。水の噴霧の噴射と組み合わせて使うとき、水の噴霧と接触するような少なくとも若干のこういう翼を接触させることができることが必要であることが分かった。必要な限度まで、例えば黒鉛グリースを使って、こういう翼をケース268に接触させることができる。即ち、黒鉛グリースをこういう翼の支承区域に適用することができる。例えば、こういう黒鉛グリースを入口案内翼と、第2段の中の各々の下流側の翼に用いることができる。動作中、グリースの一部分が加熱されて散逸し、黒鉛が残って、翼からケース268までの伝導路を作る。

### 【0039】

水を十分な圧力のもとに水噴霧噴射ノズルに供給することができれば、ノズルに高圧空気を供給することは必要ではないことがあることを承知されたい。したがって、こういう高圧の水が利用できれば、第8段分流部は省略することができると考えられる。

### 【0040】

図9は機関250の第8段分流部272を接続するコネクタ270の斜視図である。コネクタ270が機関ケーシング278と係合するように螺着され、通常はボルト276によって閉じられる開口274を持っている。分流空気を空気マニフォルド262に送りたいとき、ボルト276を取り外し、パイプ274をコネクタ270の面278と合わさるパイプ274の端にある相手のフランジを使ってコネクタ270に結合する。ボルト開口280はパイプのあわさるフランジをコネクタ272にボルト締めすることができるようとする。

### 【0041】

図10は、機関250の断面図であり、ノズル266を示す。ノズル226は、高圧圧縮機258に対するガスの流れの中に噴射された水が、高圧圧縮機258の出口ではほぼ一様な半径方向及び円周方向の温度低下をもたらすように構成されている。ノズル266が長いノズルの1組282と短いノズルの1組284とを含む。図10に示す形式では、少なくとも1つの短いノズル284が、半径方向に整合した2つの長いノズル282の間の半径方向の中間位置に配置される。短いノズル284は、流路の円周と大体同一面であり、長いノズル282は、流路の中に約4インチ入り込む。もちろん、このほかの長さのノズルも希望する動作結果に応じて利用することができる。特定の1つの構成では、ノズル284が流路の中に0.436インチ入り込み、ノズル282が流路の中に3.686インチ入り込む。短いノズル284と長いノズル282との間の水の比（例えば50/50）も、圧縮機の出口におけるコーディングを制御するように選ぶことができる。

### 【0042】

高圧圧縮機の入口における温度（即ち、T25温度）を求める温度センサが、

長いノズル282と整合している。この温度センサを長いノズル282と整合させることにより、このセンサを短いノズル284に整合させた場合よりも一層正確な温度測定値が得られる。

#### 【0043】

図11及び12は1つのノズル266を示す。長いノズル及び短いノズル282及び284は、長さが違うだけである。ノズル266は空気ノズル288及び水ノズル290をもつヘッド286を含む。空気ノズル288が、ノズル288から空気マニフォルド262へ伸びる空気パイプ（図に示してない）に結合される。水ノズル290がノズル290から給水マニフォルド264へ伸びる水パイプ（図に示してない）に結合される。ノズル266はステム292と、ノズル266をケース262に取り付けるフランジ294とを含む。ステム292の取り付け部分296は、ノズル266をケース262と係合させやすくする。

#### 【0044】

ステム292が外側管状導管298と、導管298の内側に配置された内側管状導管300によって形成される。空気がノズル288に流れ込み、外側導管298及び内側導管300の間の環状部分を通る。水がノズル290に流れ込み、内側導管300の中を通る。1本の導管304によって形成されたステム部分302で空気と水の混合が行われる。ノズル266の端306が開放していて、このため水と空気の混合物がこの端306から流路の中に流れ出すことができる。

#### 【0045】

図13は、フレームでの水の噴射（後ろ側から前を見る）及び入口での水の噴射（後ろ側から前を見る）の両方の噴射に対し、機関250のノズル282及び284に対する水と空気の供給を制御する制御回路350の回路図である。図13に示すように、鉱物質を除去した水が、モータ駆動の給水ポンプ352によって圧送される。線形可変差分変成器、圧力センサ及び水計量弁のようなセンサ354が水送り出し配管に結合される。逃し弁356がポンプ352と並列に接続され、流量計358がポンプ352と直列に結合される。空気バージ配管360も水送り出し配管に結合される。常閉ソレノイド弁364に対する制御装置362が、空気バージ動作を制御する。フィルター366も水送り出し配管に設けら

れ、弁370（手動弁ロッキング・フラグ特徴（常開））をもつセンサ368が、フィルター366と並列に結合される。

#### 【0046】

制御装置374に結合された常開弁372を設けて、水が水送り出し配管から排水装置へ放出することができるようとする。水送り出し配管の水が熱交換器376を流れ、この熱交換器が高圧圧縮機258の第8段分流部からの空気を受け取る。

#### 【0047】

フレームでの水の噴射では、多数のセンサ378及び制御弁380がノズル282及び284に対する水の供給を制御する。回路350は蓄水器382をも含む。入口での水の噴射では、センサー378及び制御弁384がノズル282に対する水の供給を制御する。

#### 【0048】

図13に示す文字は次の意味を持つ。

#### 【0049】

T－温度測定場所

P－圧力測定場所

P I－圧力表示計

N/C－常閉

N/O－常開

P D S W－差圧スイッチ

P D I－差圧表示計

D R M－ドレン

Z S－位置スイッチ

W M V－水計量弁

P R G－ページ

L V D T－線形可変差分変成器

図13では実線が給水配管であり、2重破線はドレン配管であり、マークつきの実線は電気配線である。ボックスは給水装置と機関の間のインターフェースを示

す。水計量弁286及びその他の制御/測定弁288及びオリフィス290（入口での水の噴射に対する）は回路350を通じての水の流れの制御に関連して利用される。

### 【0050】

次に、機関250に関連する回路350の種々の動作モードに対する制御を説明する。以下の説明でZSPRINTON, ZSPRINT及びZRAISEは次の意味を持つ。

### 【0051】

ZSPRINTON=OFFの機関のH2O送り出しに対する  
システム・サプライア－作動／順序制御

ZSPRINT= 水の噴射、運転停止及び保護機能のため  
に使われる、熱交換器のページに続くコア  
制御ロジック計画限界順序

ZRAISE= ZSPRINTに警報機能の為に使わ  
れるマニフォルド充填タイマーをあわせた  
もの。

### 【0052】

\*は選ばれた変数が同調可能であることを意味する。

#### 噴射前の許容／ページ作動 (AUTO又はMANUAL)

1.  $T_2 > 30 F^*$  = ON     $T_2 < 27 F^*$  = OFF
2. 蓄水器装填圧力  $> 40 \text{ p s i }^*$
3. オペレータがZSPRINTONを熱交換ページの真にセットして側路開始

AUTO      必要なページ時間に見合う任意の時  
MANUAL    水の噴射の開始点

4. ドレン弁を閉じる。

#### 噴射許容 (噴射前の許容条件1-4を満たす)

1. PS3 限界計画より  $50 \text{ p s i }^*$  またはそれ未満だけ低い
2. T2調整器が作動していない (MANUALでのみ)

3. 第8段空気圧力> (P S 3 / 4)
4. 熱交換器パージタイマー完了
5. 第8段空気温度が300 F\* より低い。
6. 水温が250 F\* より低い

MANUALモードの順序

1. オペレータが電力をセットして上記噴射許容条件1-2を満たし、  
Z S P R I N T O N = T (T R U E = O N) をセットする。
2. 給水ポンプをオンにし、熱交換器パージ弁を側路する（最小  
水量）
3. 水の熱交換器パージが、第8段空気温度を<300 F\*  
(5分間\*)まで下げる
4. Z S P R I N T = T (T R U E = O N) S P R I N T 閉め切り  
弁を開く（熱交換器側路が機関に方向転換される）、機関に対する  
最小計画流量
5. 流れが60秒\*で、最小計画水量でマニフォルドをいっぱい  
にする。

**【0053】**

Z R A I S E = T (T R U E = O N)

6. オペレータがS P R I N T の流れ (0.5 g p m / s e c) を  
最大計画レベルまで高める。
7. オペレータが動力を所望のレベルまで、またはMW、T 3、  
T 4 8、P s 3、X N 2 5 R 3 またはX N 2 5 R によって制限される所ま  
で  
あげる。
8. 計画限界の間で動力及び水を希望するように下げる。
9. 基本計画限界より、P S 3 が60 p s i 低いところで、  
Z S P R I N T = F をセットし、S P R I N T が最小流量  
計画まで傾斜して下がり (-2 g p m / s e c) 、運転停止に  
する。

10. ZSPRINTONをOFF (FALSE=OFF) に作動し、SPRINT閉め切り弁がOFFになって、機関から側路へ水を方向変転換し、給水ポンプをオフにし、熱交換器バージ弁を側路し、装置のドレンを開き、空になるまで配管をバージし、ドレンを閉じる。

#### AUTOモード (許容条件が満たされる)

1. オペレータがZSPRINTONをON (TRUE=ON) にセットし、時間的に、SPRINT作動許容より前に、熱交換器バージを完了するようとする。
2. ZSPRINT=Tが、許容点に達したとき自動的に開始される。
3. SPRINT閉め切り弁が開く (水を側路から機関へ方向転換する)
4. マニフォルドを最小計画で充填する (60 sec\* の遅延) その後 ZRAISE=Tが水を最大計画流量まで傾斜させる  
(0.5 gpm/sec)
5. 動力を所望のレベルまで傾斜させ、MW対T2リミッタ、T3, T48、Ps3、XN25R3またはXN25Rによって制限する。
6. SPRINTが最小流量計画に傾斜して下がり (-2 gpm/sec) 運転停止が行われる前に、動力を基本計画限界 (T-P3BNV G) より 60 psi\* 低いところまで希望する通りに下げる。
7. ZSPRINTONをOFF (FALSE=OFF) に作動し、SPRINT閉め切り弁をOFFにし、熱交換器バージ弁を側路にし、給水ポンプをオフにし、装置のドレインを開き、空になるまで配管をバージする。

#### 警報条件

ZRAISE=TRUE (TRUE=ON)。マニフォルド充填タイマーが満た

され、SPRINTがALARMSに対して流れる。

1. 流れの誤り (Demand-metered)  $> 3 \text{ gpm}^*$   
が5秒間\* の時—警報

2. 第8段空気温度  $> 250 \text{ F}^*$  が5秒間\* の時に—警報

#### 水運転停止条件

SPRINT=Fが下向き傾斜制御限界を通じて、水の運転停止を開始し、水の閉め切りを作動する。

1. 流れの誤差 (Demand-metered)  $> 6 \text{ gpm}^*$  が  
10秒間\* … ZSPRINT=Fにセット
2. 水の要求量  $> 6 \text{ gpm}^*$  で低い圧力損失が  $24 \text{ psi}^*$  未満… SPRINT=Fにセット
3. 水の要求量  $> 10 \text{ gpm}^*$  で  $50 \text{ psi}^*$  より低い圧力損失… ZSPRINT=Fにセット
4. 第8段空気温度が  $300 \text{ F}^*$  より高い… ZSPRINT=Fにセット
5. 第8段空気圧力  $< (\text{PS3}/4)$  … ZSPRINT=Fに  
セット
6.  $T_2 < 27 \text{ F}$  … ZSPRINT=Fにセット
7. PS3がPS3限界計画より  $60 \text{ psi}^*$  以内でないとき…  
ZSPRINT=Fにセット
8. 任意のガスタービンの運転を停止し、負荷を落とし、または  
アイドリングに進む… ZSPRINT=Fにセット（水下向き傾斜  
制御を側路）
9. 遮断器が閉じない… ZSPRINT=F（水下向き傾斜制御を  
側路）をセット

図14は、図8に示した機関装置に対する一例の水計画を示すチャートであり、図15は種々の周囲温度で図8に示した機関に供給される出力、熱量、流れ及び水を示すチャートである。ノズルに供給される水量は、例えば、周囲温度並びに所要の滴の寸法に応じて変化する。少なくとも1つの用途では、20ミクロンの滴寸法が受け入れることのできる結果をもたらすことが分かった。もちろん、

水の噴霧の噴射を利用する機関の動作パラメータ、希望する動作パラメータ及びその他の当業者に知られている因子が、水の噴霧の噴射の量に影響する。

#### 【0054】

図16は、図8に示した機関の高圧圧縮機の出口補正速度に対する高圧タービンの空洞の流れの関係を示すチャートである。図8に示す機関では高圧タービンのガス通路の空気を吸い込んだ結果として、高圧タービンの内部空洞の温度が熱くなり過ぎないように保護するために、別の機関制御限界が使われる。高圧タービンの空洞が、適切な流量及び圧力の高圧圧縮機からの空気で冷却され、常に内部空洞から高圧タービンのガス通路への確実な空気の流れがあるようにし、こうして吸い込みの可能性を除く。圧縮部品に水を噴射する目的が、T3温度を冷却して、機関のスロットルを押して、動力を増加させることにあるから、高圧装置は、水の噴射をしない場合に普通であるよりも一層高速で運転される。しかし、タービン空洞を冷却するために圧縮機から供給される寄生空気が減少する。図16に示す曲線は、高圧圧縮機出口温度に対して補正した高圧圧縮機速度の関数としての高圧圧縮機の冷却空気流の関係を示す。高圧圧縮機出口補正速度は次のように定義される。

H P 物理速度\* 平方根 (国際基準温度/H P C 出口温度) または

$$X N 2 5 R 3 = X N 2 5^* (T_{STD}/T 3)^{1/2}$$

ここに、 $T_{STD} = 518.67^\circ R$  ( $59^\circ F$ ) である。

#### 【0055】

図16に示す曲線で示されているように高圧タービンの空洞の吸い込みが起きないように保証するには、最小の高圧タービンの空洞の流れが必要である。この流れのレベル及び高圧圧縮機出口補正速度に対するその関係が、最大限界として機関を制御しなければならないX N 2 5 R 3を定める。

#### 【0056】

滴の寸法について言うと、各々の流量における最小滴寸法を発生して、完全な蒸発のための停留時間を短縮するとともに、羽根の侵食を防止するくらいに滴寸法を小さく保つべきである。次に、滴寸法を解析するやり方を説明する。具体的に言うと、予備解析として、LM-6000ブースタ・ダクトの $30^\circ$  扇形部分

の3Dモデルを用いて、ダクト内の速度及び温度の場を決定する。ダクトの入口には旋回がないものと仮定し、ノズル先端が、半径方向内向きのブースタ・ダクトの入口で、外側ケーシング内にある。ノズルの軸線は外側ケーシングの面に対して直交しており、噴射点はケーシングの面から約0.2インチ半径方向内側である。ノズルによって発生された滴寸法の値は、式(1)で与えられているRR滴寸法の最も小さい値まで求める。一層小さい2つの値(即ち $10.5\mu m$ 及び $7.5\mu m$ )も想定して、空気噴霧化ノズルによって典型的に発生されるものよりも一層小さい滴寸法の効果を判定する。その結果が図17に示されている。それぞれ0.5GPMの36個のノズルを用いた即ち、 $30^\circ$ 扇形部分に対して3個を用いたと仮定している。

### 【0057】

$$\text{直径 } d \text{ より大きな容積割合} = e \times p - (d/d_{RR})^n \quad (1)$$

)

HP圧縮機の入口における水の流れと、完全に蒸発する段との間の関係が図18に示されている。

### 【0058】

図18のデータを使って、そこに示された段で完全な蒸発が起こるようにするには、HP圧縮機の入口に存在していなければならぬ大体の最大滴寸法を決定することができる。得られた滴寸法も図18に示されている。この計算は濡れ面での再巻き込みから得られた平均滴寸法が、沈降滴寸法と同じであると仮定している。空気密度が増加し、圧縮機内にある液体の量が一層少ないので、実際の再巻き込みからの滴寸法は、図18に示す値より小さくなる。圧縮機内で再巻き込みを通じて発生されるものよりも、一層小さい滴を噴霧ノズルで発生することは必要ないかもしれないが、そうではない。これは、ノズルによって発生される滴が小さくなればなるほど、HP入口案内翼の上に沈降する圧縮機入口流量の割合が一層小さくなるからである。更に、濡れを表示した段における濡れ面積の割合は、どんな精度で決定することもできなかった。従って、「濡れた」ケーシング温度が意味しているものよりも一層少ない水がHP圧縮機内に存在していたことが考えられる。

**【0059】**

完全な蒸発の場所が図19に示されている。このデータは、予備解析で計算したよりも、約20%余分の水の噴射を所定の段で蒸発させることができることを示している。

**【0060】**

図19で示したのと同じノズルの流量及び最初の滴寸法をLP圧縮機の入口に用いて、HP圧縮機内での完全な蒸発の場所を評価する。ノズルによって発生された一層小さい滴寸法は、ノズルの流れのある部分だけを、LP圧縮機の入口案内翼の上に沈降させる。この沈降する流れの振る舞いは同じであるが、沈降しない割合の部分は、LP圧縮機及びブースタ・ダクト内で一層急速に蒸発する。

**【0061】**

LP圧縮機に最初に沈降した水の蒸発を計算する方法は、今述べたところと同じである。滴の形をした割合の蒸発は、完全な滴の蒸発の場所を決定するモデルを使って計算する。この場所は、沈降しなかった流れに対する小さなカットオフ寸法により、LP圧縮機内で場所が突き止められる。このカットオフ寸法が、LPの入口では、軌跡解析を使って、 $13 \mu\text{m}$ と計算される。図19の最初の4つのノズルに対する結果が図20に示されており、この場合合計18 GPMが、最初は0.5 GPM/ノズルで再び噴射される。

**【0062】**

初期沈降に対する滴カットオフ寸法の影響に対する較正として、図20のノズル3に対し、 $10 \mu\text{m}$ のカットオフ寸法ではなく $13 \mu\text{m}$ のカットオフ寸法が用いられた場合、完全な蒸発は、HP圧縮機の9-10段ではなく、第11段で起こる。ブースタ・ダクトの入口での噴射に比べて、ブースタ・ダクト内では、LP入口での噴射の時のブースタ・ダクト内の平均滴寸法が増加するために、起こる蒸発が若干少ないが、LP圧縮機内での蒸発により、HP圧縮機内では一層早く蒸発がおこる。

**【0063】**

ノズルの選択及び性能について言うと、選ばれた圧力及び空気で噴霧化するノ

ズルの性能、並びにH P圧縮機内での蒸発に対するその影響には、その中でこれらのノズルを用いる環境で、ノズルによって発生される滴寸法の時間的な分布がわかっていることが必要である。時間的な寸法分布は、関心がある空気密度で測定しなければならない。時間的な滴寸法を計算するには、滴寸法の空間的な分布、液体の容積の割合及び滴速度の分布を測定することが必要である。

#### 【0064】

ノズルの性能を測定するために噴霧トンネルを使うことができる。一例の試験では、トンネルには、 $0.13 \text{ lb/ft}^3$  のブースタ・ダクトの空気密度に釣合うのに十分な圧力で、 $7 \text{ lb/s}$ までの空気を供給する。トンネル内の空気速度を $45$ ないし $75 \text{ ft/s}$ にわたって変化させて、噴霧の外側境界における噴霧の逆方向の循環を除くと共に、噴霧の直径を、石英窓に対する滴の衝突を避けるのに十分な程度に小さく抑える。空気温度を $95^\circ \text{ F}$ より低く保って、ノズルと測定場所の間での蒸発を考慮しなくてもよいようにする。

#### 【0065】

軸方向の滴速度の半径方向の分布が、水の流れがない状態での夫々の噴霧化空気流量の空気速度の測定値から得られる。R R滴寸法の半径方向の値に、液体の容積割合の半径方向の値及び軸方向の滴速度を乗じ、その結果得られた積を、噴霧の半径にわたって積分する。噴霧の断面について積分した平均液体容積割合及び軸方向速度で除したのち、平均の流れるR R滴寸法が得られる。

#### 【0066】

空気噴霧化ノズルの性能は、圧力噴霧化ノズルの性能よりもよい。 $135 \text{ psig}$ のとき、 $24 \text{ GPM}$ 全噴射での $24$ 個の空気噴霧化ノズルは、H P圧縮器内で蒸発させることができるが、 $3000 \text{ psi}$ の圧力噴霧化ノズルは、 $24 \text{ GPM}$ のうちの $5 \text{ GPM}$ がH P圧縮機を突き抜けるようになった。 $1 \text{ GPM}/\text{ノズル}$ で圧力噴霧化のズルを用いてH P圧縮機内で $24 \text{ GPM}$ を蒸発させるためには、少なくともあるノズル形式は $5000 \text{ psi}$ で運転しなければならない。これより低いノズルあたりの水の流量では、空気噴霧化ノズルの性能が改善されるが、ノズル形式を変えなければ圧力噴霧化ノズルの性能は低下する。ノズルは、ミシガン州49464、ジーランド、F S Tウッドウォードから商

業的に入手することができる。

### 【0067】

もう一度まとめて言うと、上に述べた水の噴霧の噴射は、同じ圧縮機吐出温度制御限界を使って、増大した動力出力が得られるという重要な結果をもたらす。即ち、ブースタ並びに/または高圧圧縮機の前で噴霧化した水の噴霧を噴射することにより、高圧圧縮機の入口温度がかなり低下する。従って、同じ圧縮機吐出温度制御限界を使って、高圧圧縮機はより多くの空気を圧送することができ、圧力比を一層高くすることができる。この結果、出力が一層大きくなり、効率が改善される。動力出力が増加する他に上に述べた水の噴霧の噴射は、同じ条件の下で中間冷却をした場合に比べて、水の消費量が一層少ないという利点がある。

### 【0068】

この発明を種々の特定の実施例について説明したが、当業者であればこの発明を特許請求の範囲内で変更しても実施することができる理解されよう。

#### 【図面の簡単な説明】

##### 【図1】

この発明の一実施例の圧縮機での水の噴射を含むガスタービン機関の略図。

##### 【図2】

この発明の別の実施例による圧縮機での水の噴射及び中間冷却を含むガスタービン機関の略図。

##### 【図3】

この発明の一実施例によるブースタでの水の噴射を含むガスタービン機関の略図。

##### 【図4】

この発明の別の実施例による圧縮機での水の噴射を含む單一回転子ガスタービン機関の略図。

##### 【図5】

この発明の更に別の実施例によるブースタ及び圧縮機での水の噴射を含むガスタービン機関の略図。

##### 【図6】

この発明の更に別の実施例による圧縮機での水の噴射を含むガスタービン機関の略図。

**【図7】**

図6に示したガスタービン機関を発電機に結合した場合の略図。

**【図8】**

噴霧の噴射を含むように変更したジェネラル・エレクトリック・カンパニーのLM6000機関の側面図。

**【図9】**

図8に示す機関の第8段分流部を空気マニフォルドに接続するコネクタの斜視図。

**【図10】**

図8に示した機関の断面図でノズル形式を示す。

**【図11】**

ノズルの側面図

**【図12】**

図11に示したノズルの平面図。

**【図13】**

図8に示した機関内のノズルに対する水及び空気の供給を制御する制御回路の回路図。

**【図14】**

図8に示した機関装置に対する一例の水計画を示すチャート。

**【図15】**

種々の周囲温度における図8に示した機関に供給される水、流れ、熱量及び出力を示すチャート。

**【図16】**

図8に示した機関の高圧圧縮機出口補正速度に対する高圧タービンの空洞の流れの関係を示すグラフ。

**【図17】**

圧力及び空気噴霧化ノズルの動作の結果を示す表。

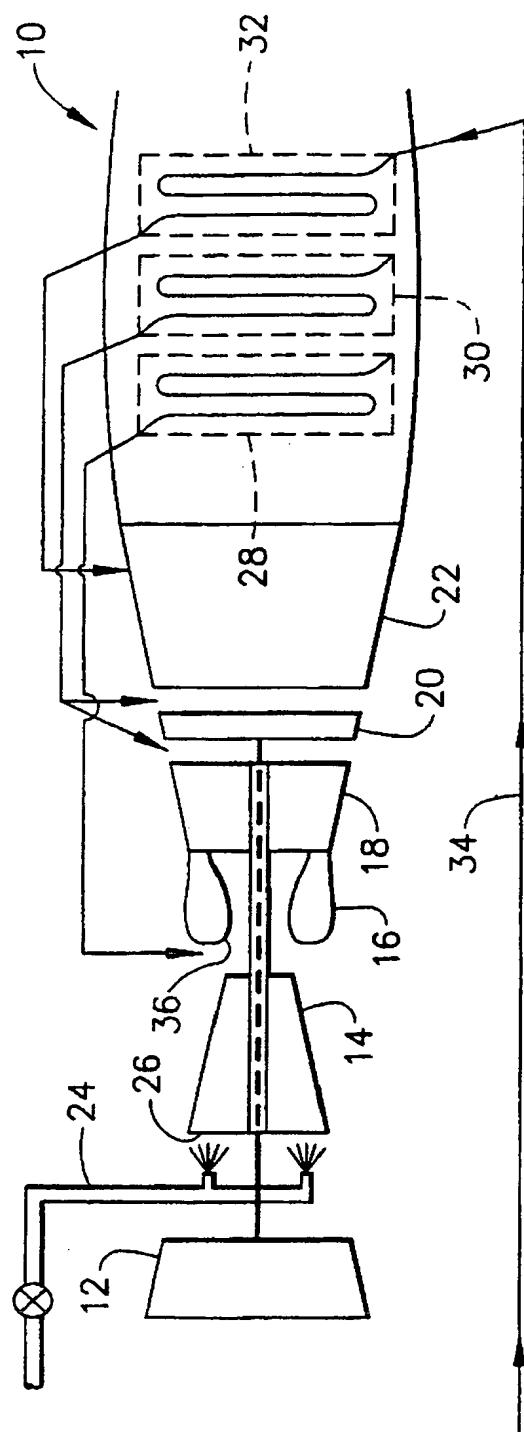
**【図18】**

高压圧縮機の蒸発に対して、水の流れを示すグラフ。

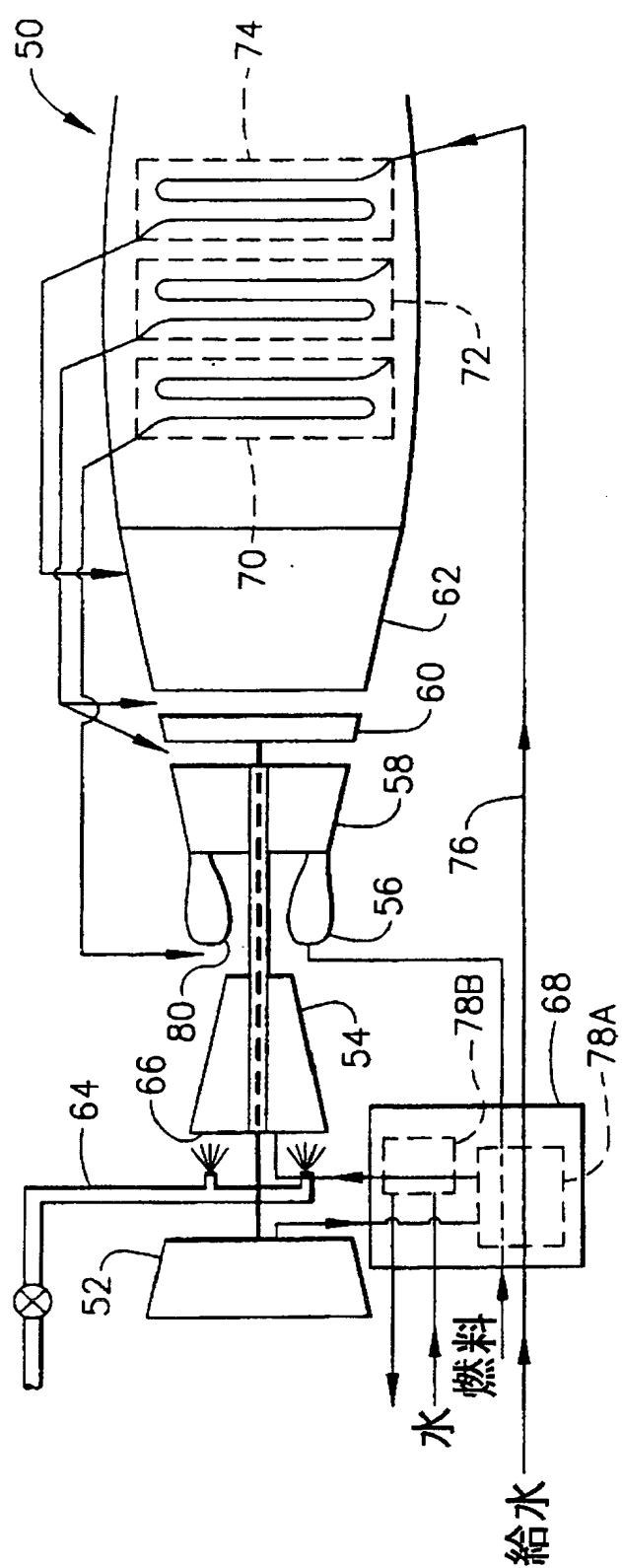
**【図19】**

高压圧縮機内での蒸発に対するノズルの性能の効果を示す表。

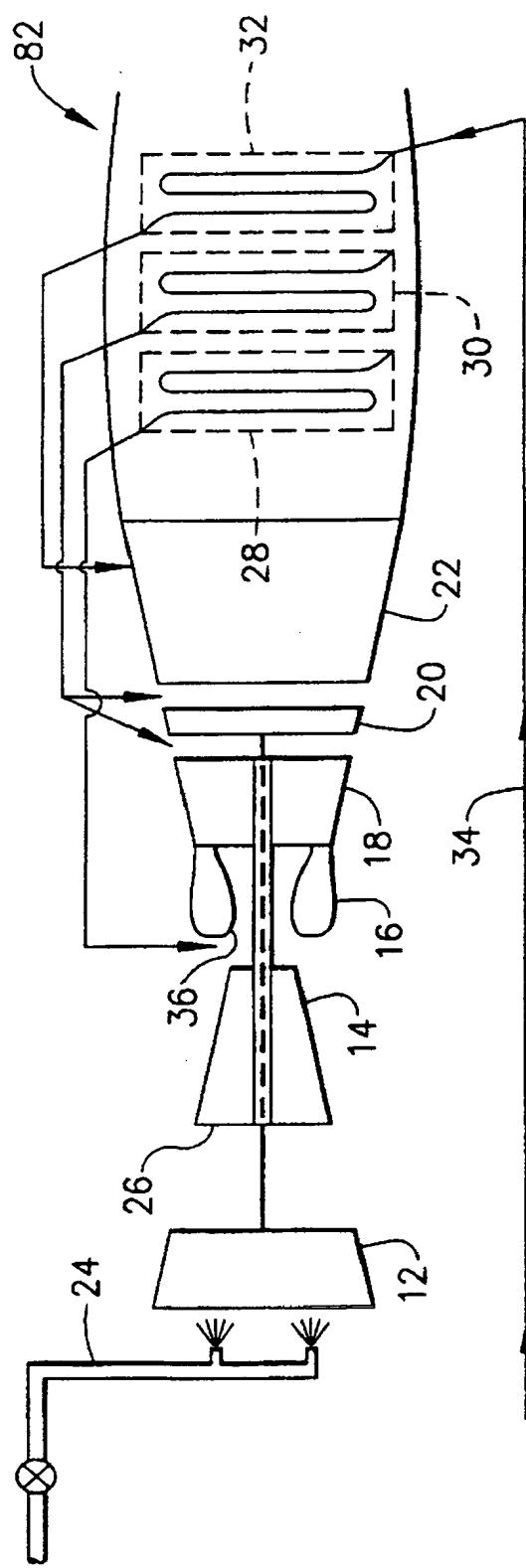
【図1】



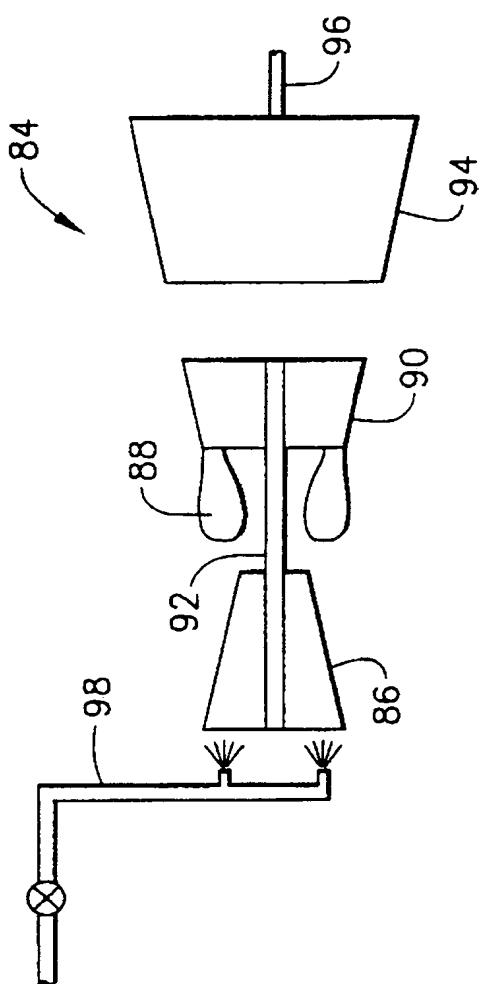
【図2】



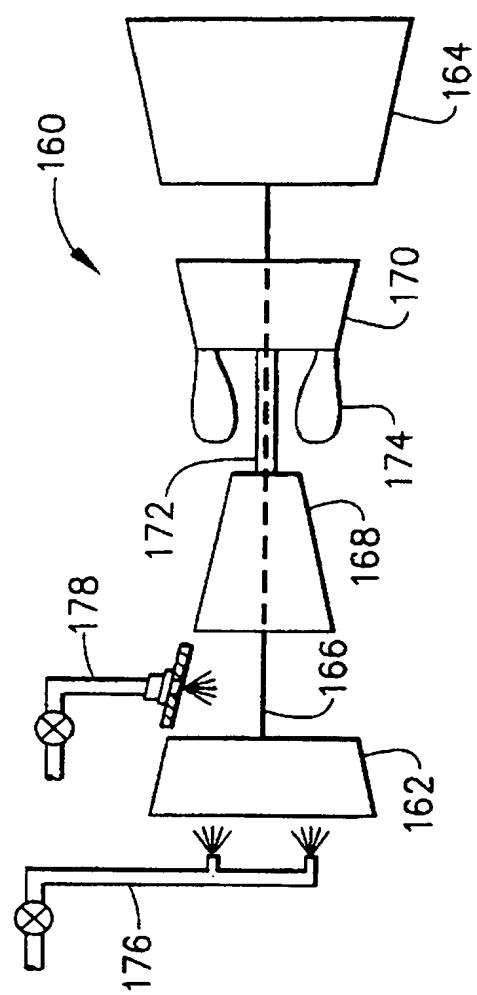
【図3】



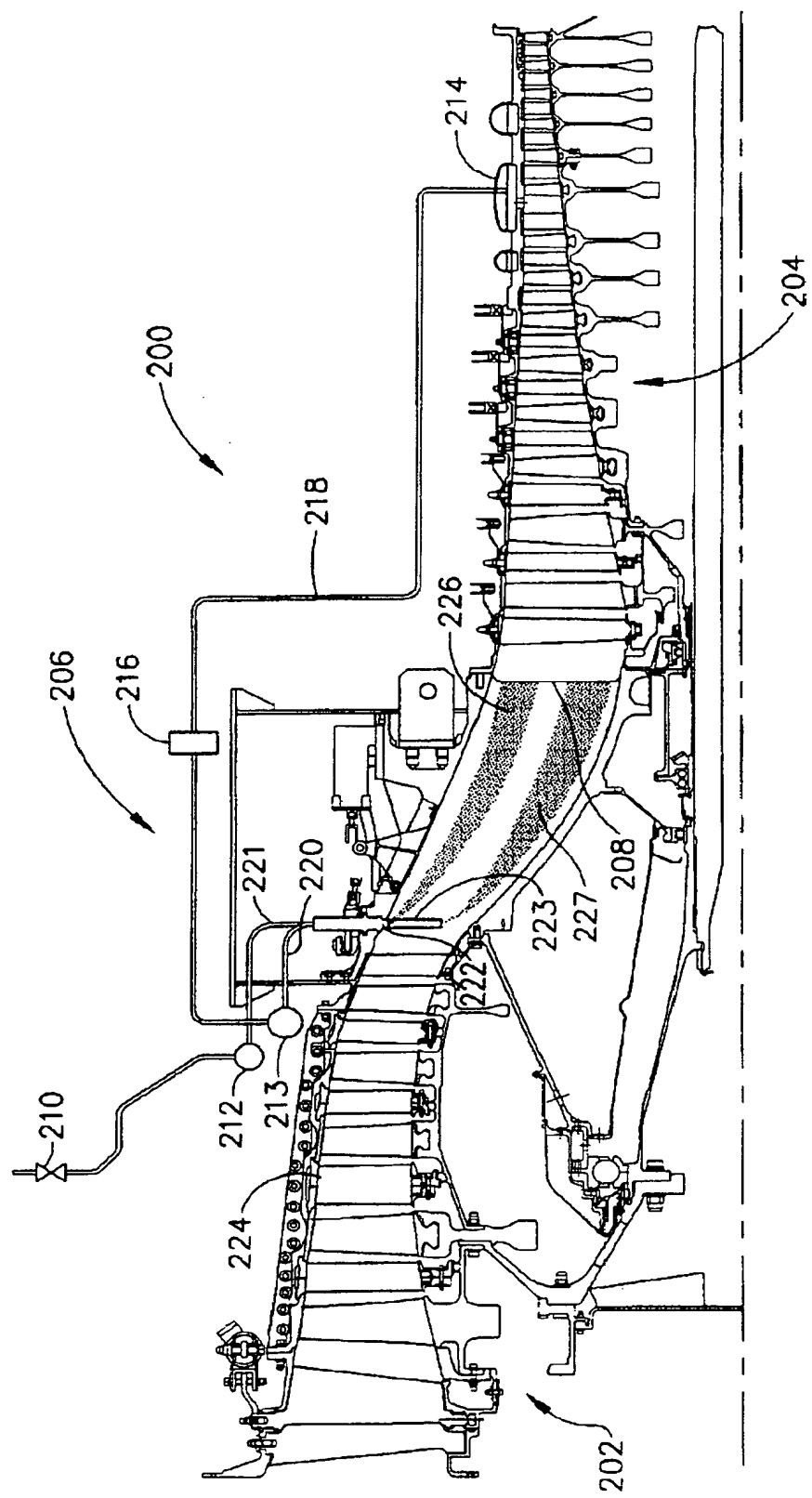
【図4】



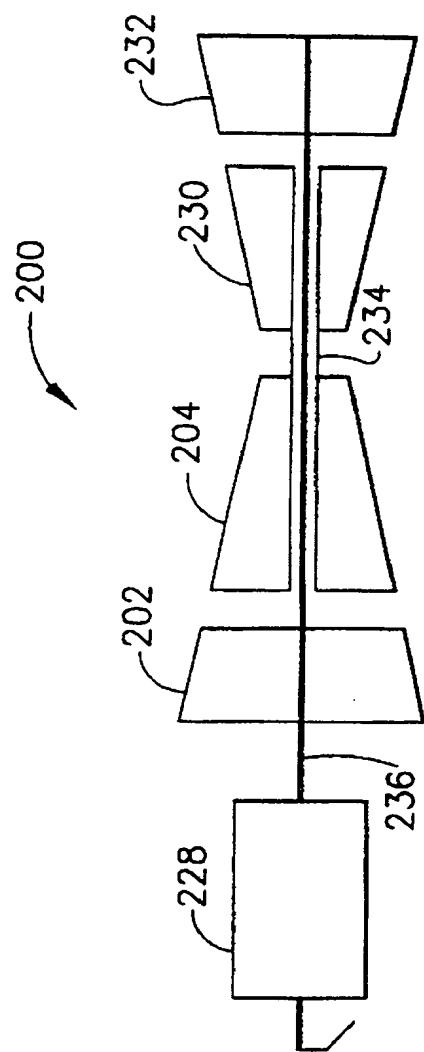
【図5】



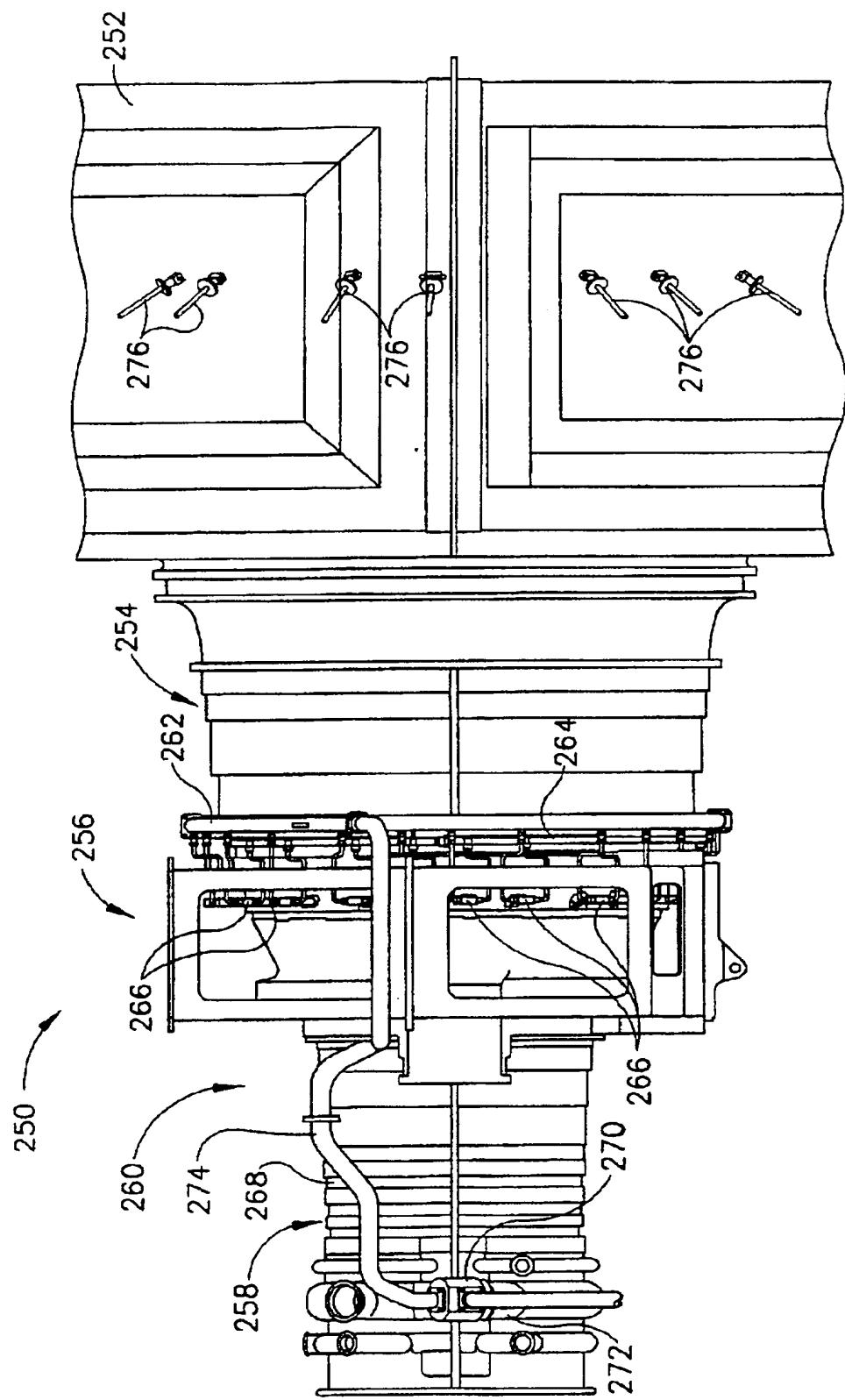
【図6】



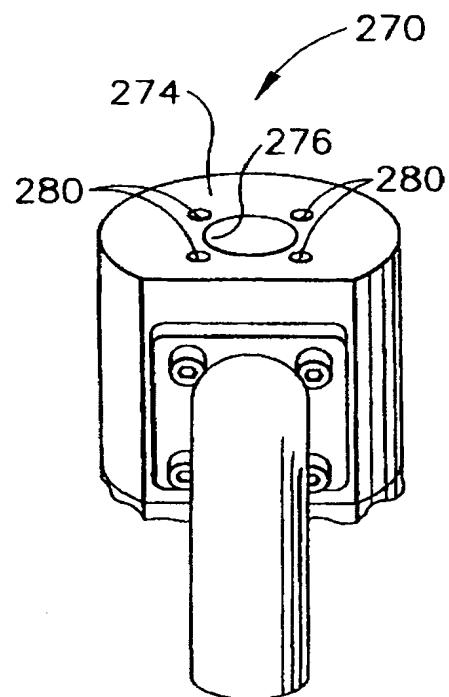
【図7】



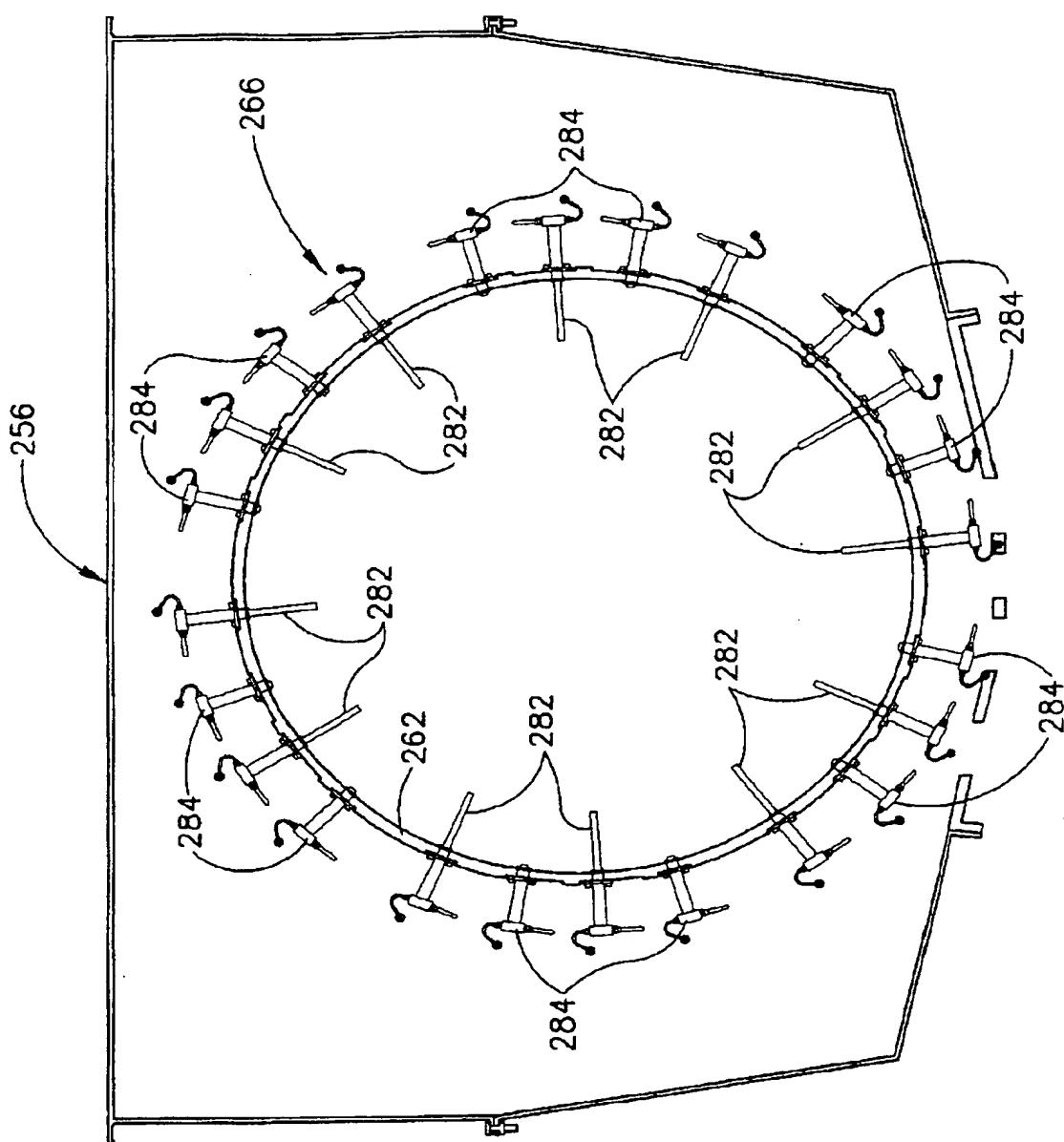
【図8】



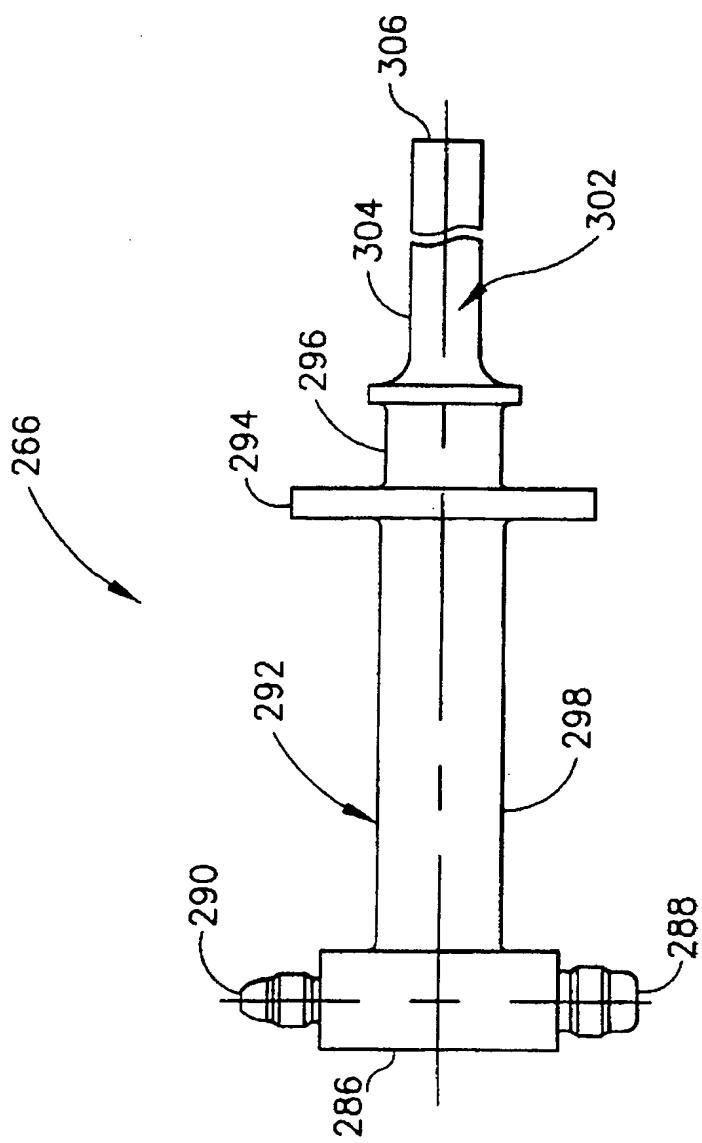
【図9】



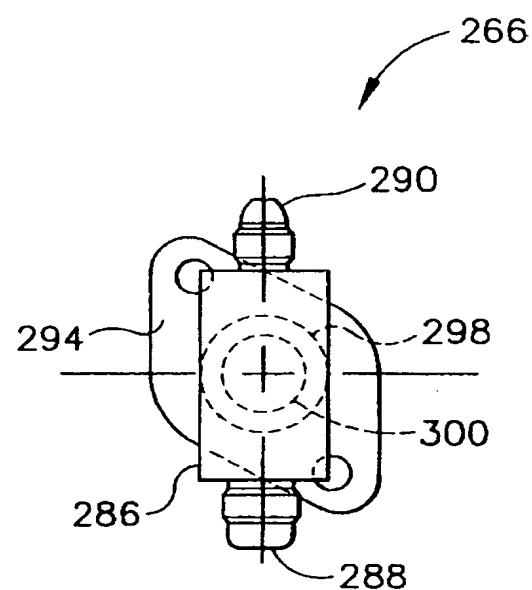
【図10】



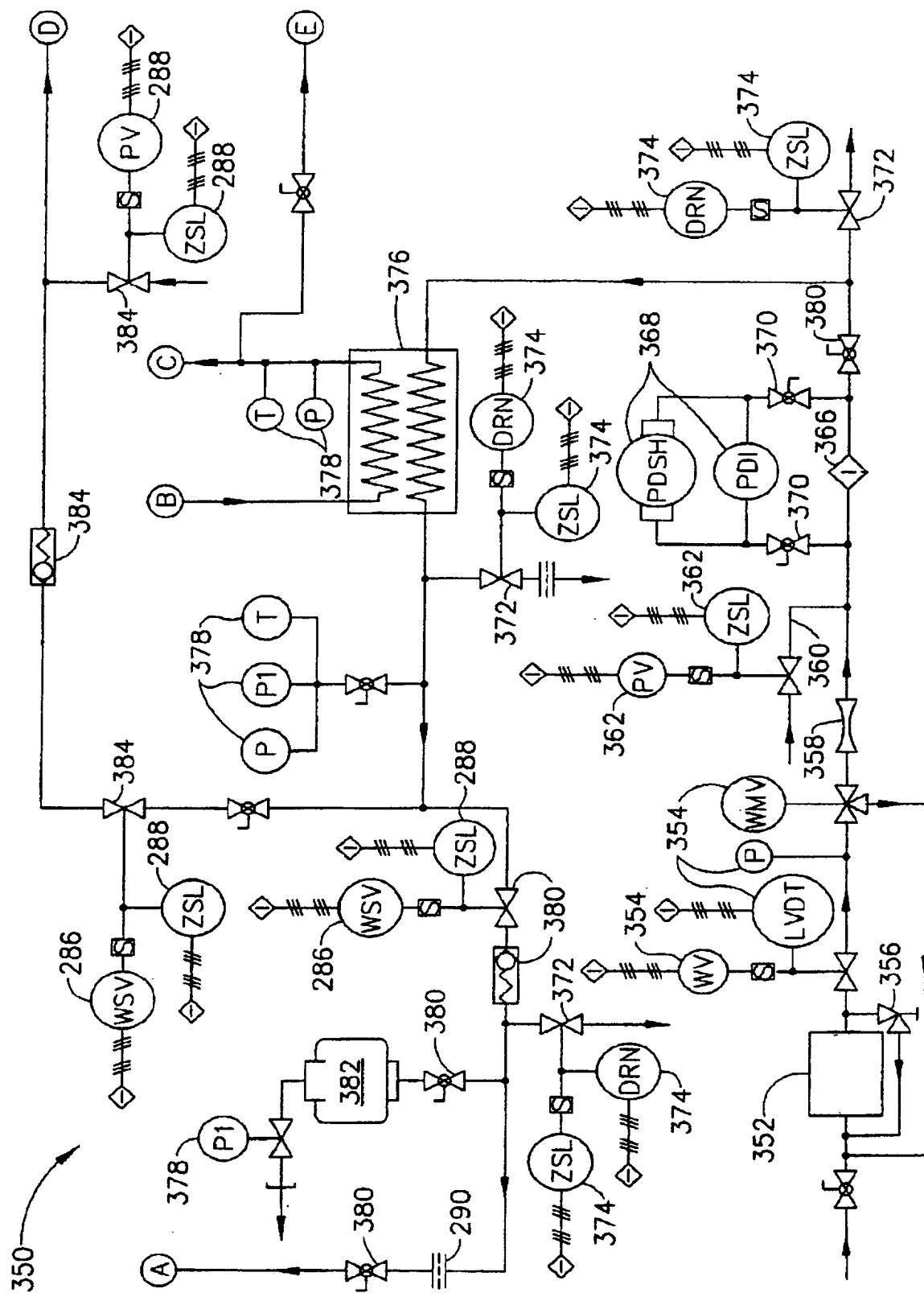
【図11】



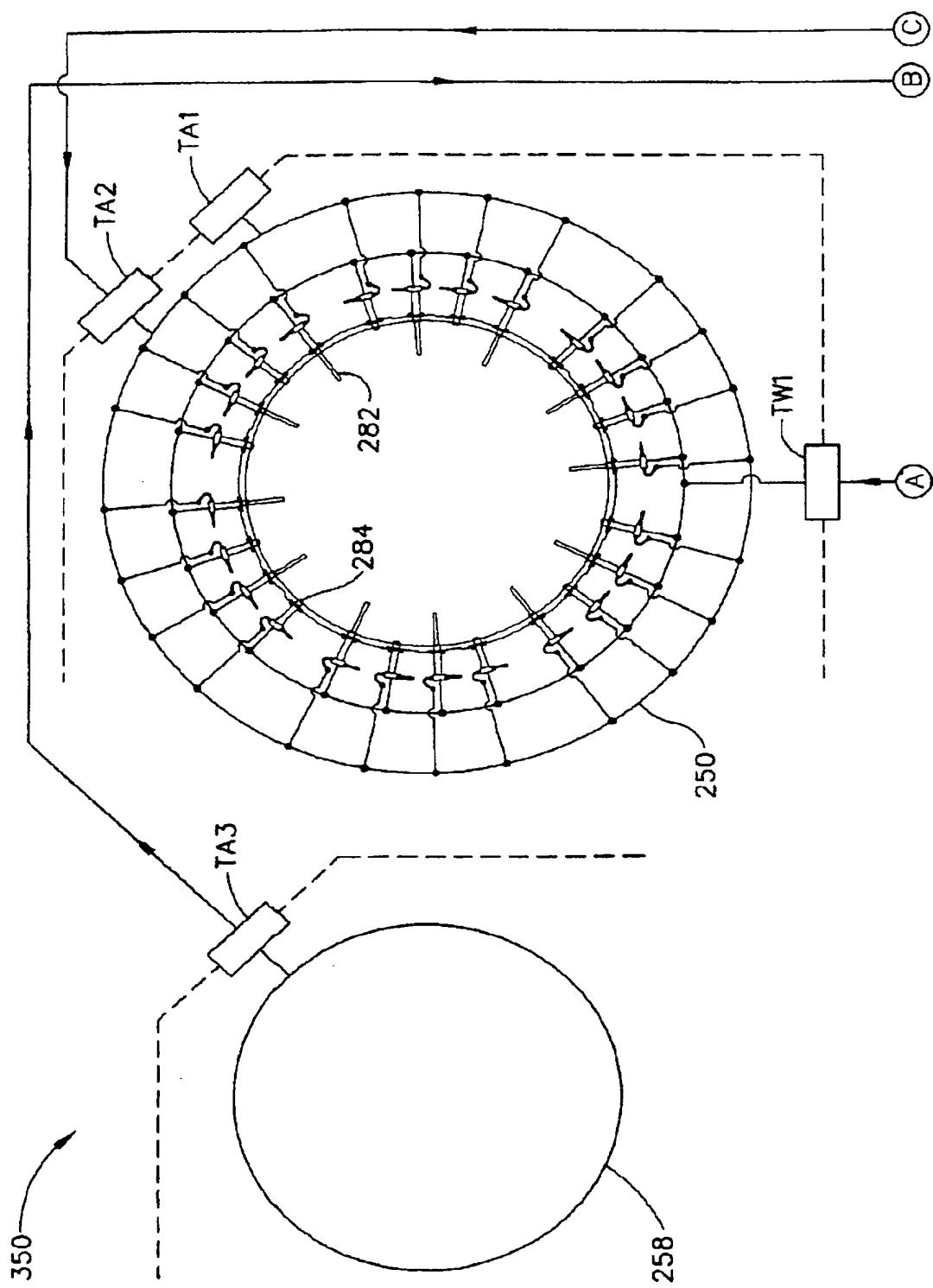
【図12】



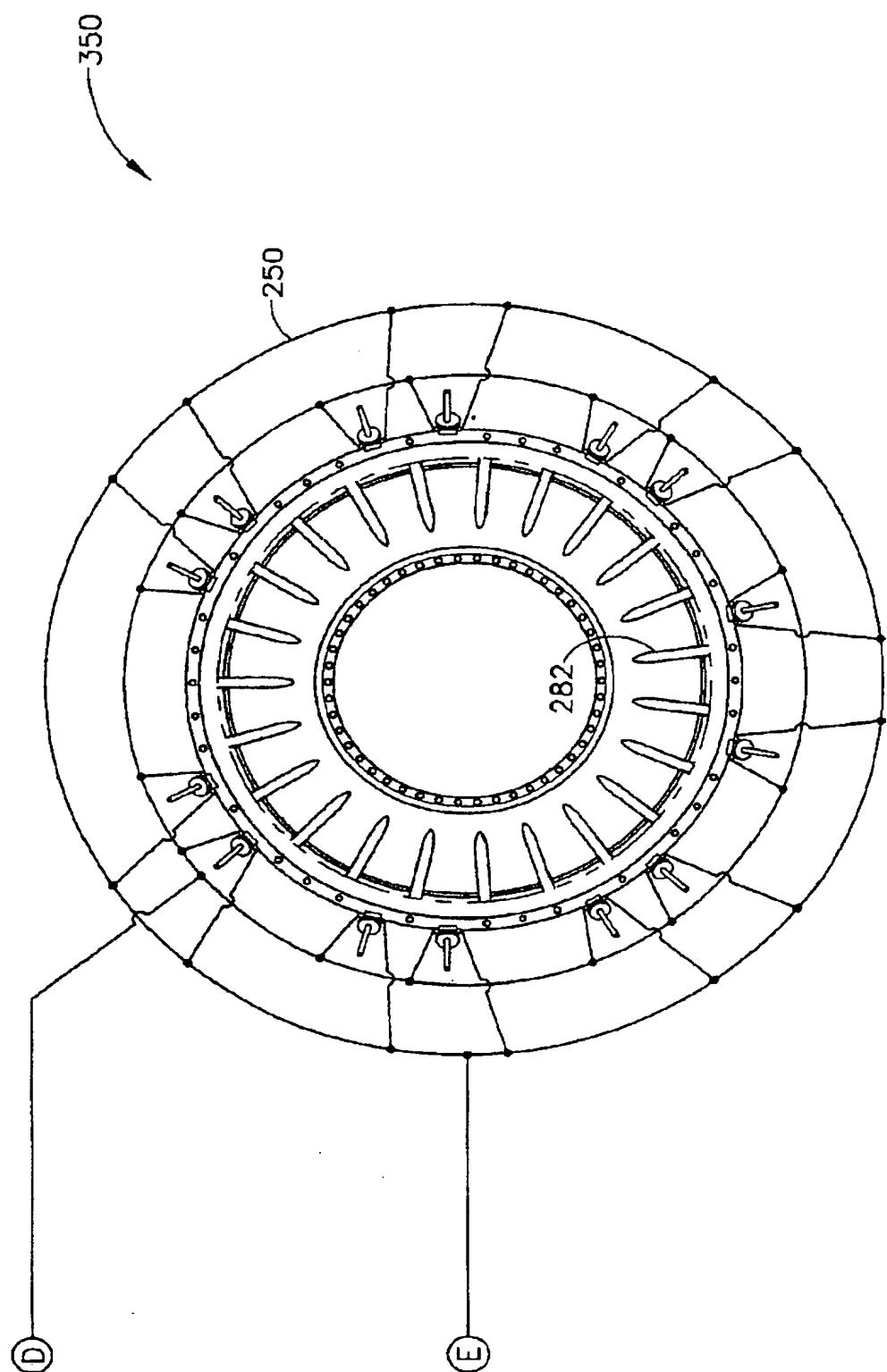
【図13A】



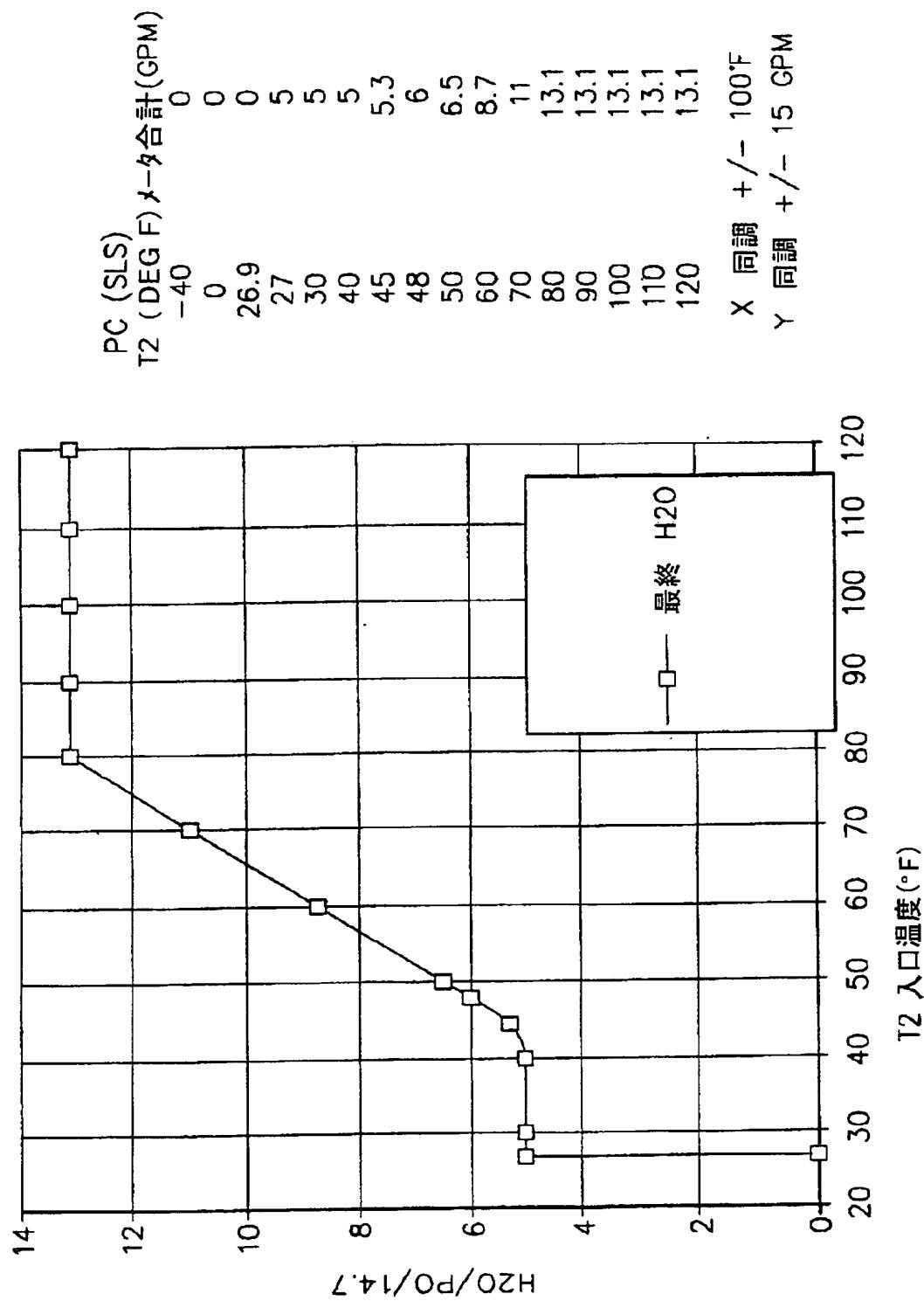
【図13B】



【図13C】



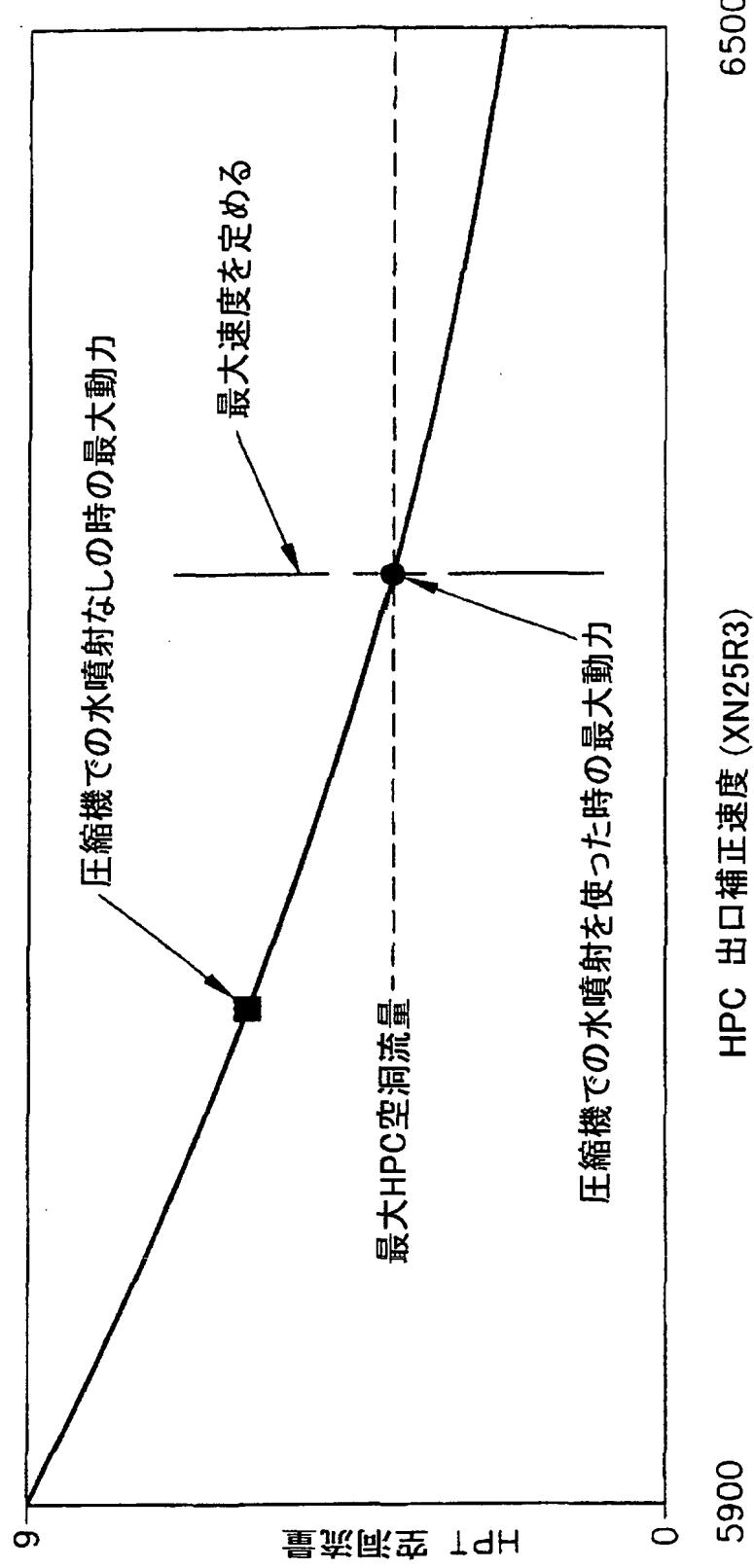
【図14】



【図15】

周囲温度	30F/-1C	45F/7C	59F/15C	70F/21C	80F/27C	90F/32C
軸出力 MW	51.5	50.0	47.2	44.4	41.4	38.4
熱量 (BTU/KW-HR)	8301	8377	8472	8572	8687	8826
流量 LBS/ SEC	309	300	290	280	270	259
水 GPM/ MIN	0	4.0	7.5	9.4	10.0	11.1

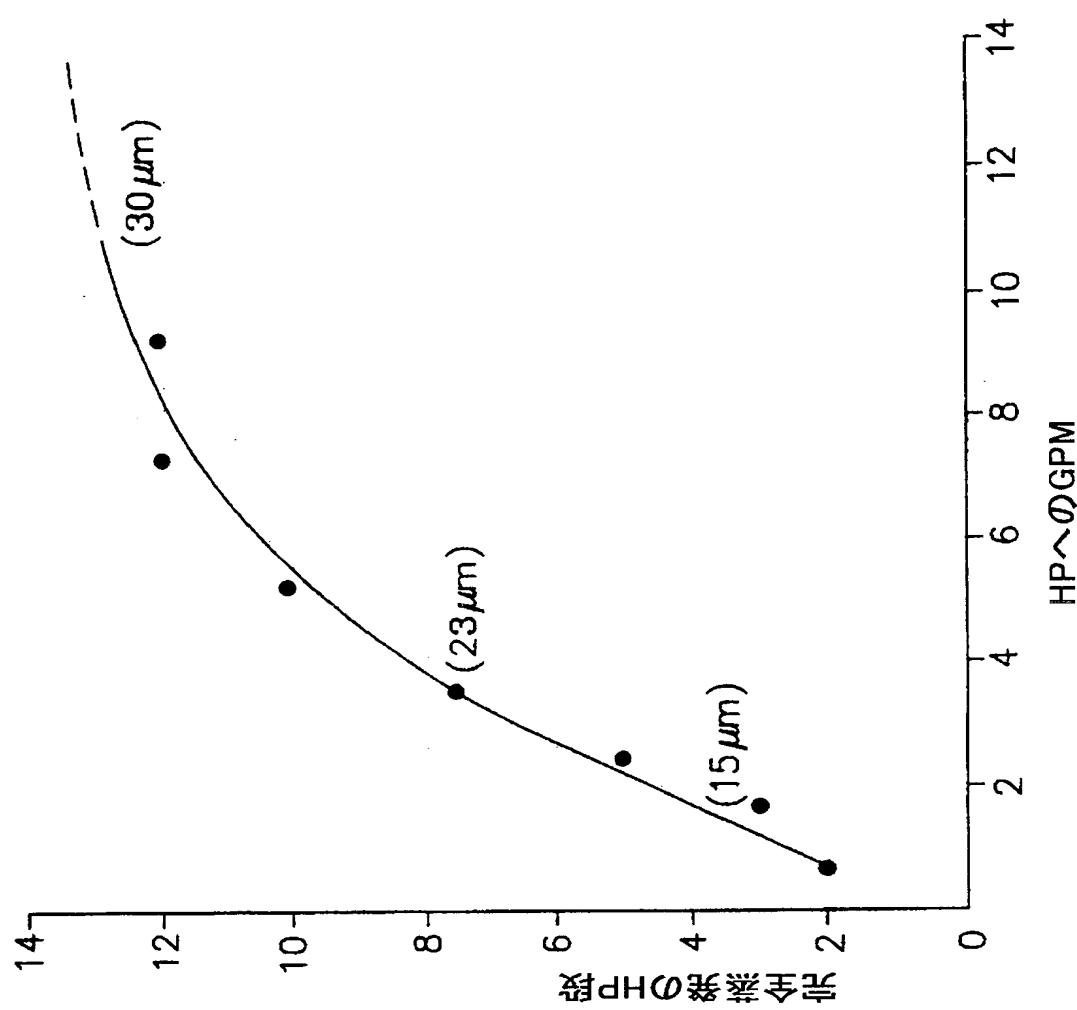
【図16】



【図17】

ノズル	滴寸法 RR ( $\mu m$ )	ダクト内 蒸発 (%)	HP入口の 滴寸法 RR ( $\mu m$ )	HP入口ベーン の沈降 %	完全蒸発の場所
1.圧力 AT. 3000 PSIの時	23	28	22	88	HP圧縮機の吐出口 **
2.圧力AT. 3000 PSIの時	26*	21	24.5	91	HPの中の -7%
3.空気 AT. -22 SCFMの時	14.5	41	14	66	HPの第11段
4.空気 AT. -33 SCFMの時	10.5	51	9.9	30	HPの第7段
5.空気 AT. -45 SCFMの時	7.5	76	6.5	NEGT	HPの第3段

【図18】



【図19】

ノズル	滴寸法 RR ( $\mu\text{m}$ )	ダクト内 蒸発(%)	HP入口の 滴寸法 RR ( $\mu\text{m}$ )	HP入口ベーン の沈降%	完全蒸発の場所
1.圧力 AT. 3000 PSI の時	23	28	22	88	HP圧縮機の吐出口 **
2. 圧力 AT. 3000 PSIの時	26*	21	24.5	91	HPの中の-7%
3. 空気 AT. -22 SCFMの時	14.5	41	14	66	HPの第11段
4. 空気 AT. -33 SCFMの時	10.5	51	9.9	30	HPの第7段
5. 空気 AT. -45 SCFMの時	7.5	76	6.5	NEGT	HPの第3段

## 【国际調查報告】

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

		Inte nal Application No <b>PCT/US 99/16679</b>
<b>A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER</b> IPC 7 F02C7/143		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
<b>B. FIELDS SEARCHED</b> Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) IPC 7 F02C		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)		
<b>C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT</b>		
Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	EP 0 781 909 A (HITACHI LTD) 2 July 1997 (1997-07-02) the whole document	1, 4, 14, 16 2, 3, 7, 10-13, 15, 16, 19, 20
Y	US 5 011 540 A (MCDERMOTT PETER) 30 April 1991 (1991-04-30) figures	2, 7, 9-13, 19, 20
Y	US 4 101 073 A (CURRAN JAMES HALL) 18 July 1978 (1978-07-18) figures	2, 3, 9, 11-13, 15, 16, 19
-/-		-/-
<input checked="" type="checkbox"/>	Further documents are listed in the continuation of box C.	<input checked="" type="checkbox"/> Patent family members are listed in annex.
* Special categories of cited documents :		
'A' document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance		
'E' earlier document but published on or after the international filing date		
'L' document which may throw doubts on priority, claim(s) or which is cited to establish the publication date of another claim or other special reason (as specified)		
'O' document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means		
'P' document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed		
** later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention		
*** document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone		
**** document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art		
***** document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report	
8 March 2000	15/03/2000	
Name and mailing address of the ISA European Patent Office, P.B. 5818 Patentzaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax. 31 651 89011, Fax. (+31-70) 340-3015	Authorized officer  Argentini, A	

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 1992)

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Int'l. Application No.
PCT/US 99/16679

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	US 5 525 268 A (REENS DANIEL J) 11 June 1996 (1996-06-11) figures 3A,,3C,,4,5,	1,9,14
X	GB 1 093 682 A (ROLLS-ROYCE LTD) figures	1,4,14, 17

Form PCT/ISA/210 (continuation of second sheet) (July 1992)

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members				Index	Int'l Application No
Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)		Publication date	
EP 0781909 A	02-07-1997	JP	2877098 B	31-03-1999	
		JP	9236024 A	09-09-1997	
		JP	11287132 A	19-10-1999	
		JP	2980095 B	22-11-1999	
		JP	10246127 A	14-09-1997	
		JP	11190228 A	13-07-1999	
US 5011540 A	30-04-1991	US	5273395 A	28-12-1993	
US 4101073 A	18-07-1978	NONE			
US 5525268 A	11-06-1996	US	5463873 A	07-11-1995	
GB 1093682 A		NONE			

Form PCT/ISA/210 (patent family annex) (As of 1992)

---

フロントページの続き

- (72)発明者 コールマン, ロバート・ポール  
アメリカ合衆国、45014、オハイオ州、フ  
エアーフィールド、パインビュー・コ  
ト、70
- (72)発明者 ブラウン, カーチス・リー  
アメリカ合衆国、45243、オハイオ州、シ  
ンシナティ、マデイラ・ヒルズ・ドライ  
ブ、6584

【公報種別】特許法第17条の2の規定による補正の掲載

【部門区分】第5部門第1区分

【発行日】平成18年9月14日(2006.9.14)

【公表番号】特表2002-522705(P2002-522705A)

【公表日】平成14年7月23日(2002.7.23)

【出願番号】特願2000-565290(P2000-565290)

【国際特許分類】

F 02 C 3/30 (2006.01)

【F I】

F 02 C 3/30 B

【手続補正書】

【提出日】平成18年7月24日(2006.7.24)

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】特許請求の範囲

【補正方法】変更

【補正の内容】

【特許請求の範囲】

【請求項1】

高压圧縮機を含むガスタービンエンジンであって、

前記高压圧縮機は、外側ケーシングと前記ガスタービンエンジンのガス流路に水を噴射するノズル構造とを備え、

前記構造は、前記外側ケーシングに固定された複数個のノズルを備え、

各前記ノズルは、空気入口ノズル及び水入口ノズルを有するヘッドと、前記空気入口ノズル及び前記水入口ノズルからの空気及び水がその中を流れるステムと、該ステムから伸び開放端を有する導管と、を備え、

前記ノズルは、前記ガスタービンエンジンのガスの流れに水を噴射し前記高压圧縮機の出口ではほぼ一様な半径方向及び円周方向の温度低下をもたらすように構成され、

前記複数のノズルは、1組の長いノズル及び1組の短いノズルを備え、

前記1組の長いノズルは、前記1組の短いノズルよりも前記外側ケーシングから前記ガス流路に半径方向内側に長く延び、

少なくとも1つの短いノズルが、周方向に配置された2つの長いノズルの間に位置している、ガスタービンエンジン。

【請求項2】

前記短いノズルは、前記ガス流路の円周と大体同一面になるように構成され、

前記長いノズルは、前記ガス流路の中に半径方向で入り込むように構成されている、請求項1に記載のガスタービンエンジン。

【請求項3】

前記ノズルが前記高压圧縮機の上流側に配置されていて、前記ノズルによってガスの流れの中に噴射された水により、前記高压圧縮機の出口におけるガスの流れの温度がほぼ一様に低下するようになっている請求項1記載のガスタービンエンジン。

【請求項4】

低圧圧縮機を更に含み、前記ノズルが該低圧圧縮機の上流側に配置されている請求項3記載のガスタービンエンジン。

【請求項5】

前記短いノズルは、そのノズルの軸線が前記外側ケーシングの面に対して直交し、噴射点が前記外側ケーシングの面から0.51cm半径方向内側となるように構成されている、請求項1に記載のガスタービンエンジン。

**【請求項 6】**

前記短いノズル及び前記長いノズルを通る水流の水量比が約 50 / 50 である請求項 1 記載のガスタービンエンジン。

**【請求項 7】**

前記高圧圧縮機の入口に於ける温度を求める温度センサを有し、該センサが前記長いノズルのうちの 1 つと整合している請求項 1 記載のガスタービンエンジン。

**【請求項 8】**

前記ガスタービンエンジンのケースに取り付ける取り付けフランジを更に有する請求項 1 記載のガスタービンエンジン。

**【請求項 9】**

前記ステムが外側管状導管と、該外側導管の中に配置された内側管状導管とで構成されている請求項 1 記載のガスタービンエンジン。

**【請求項 10】**

空気が前記外側導管及び前記内側導管の間の環状部分を流れ、水が前記内側導管の中を流れる請求項 9 記載のガスタービンエンジン。

**【請求項 11】**

空気及び水が前記ステムから伸びる前記導管の中で混合される請求項 10 記載のガスタービンエンジン。